

ANÁLISIS TERMOECONÓMICO DEL CICLO DE COGENERACIÓN DE UNA PLANTA AZUCARERA ASISTIDO POR ENERGÍA SOLAR

JUAN CAMILO LÓPEZ RESTREPO I.M



Facultad de Ingeniería Mecánica

Grupo de Investigación en Gestión Energética – GENERGÉTICA

Pereira, Noviembre de 2018

ANÁLISIS TERMoeCONÓMICO DEL CICLO DE COGENERACIÓN DE UNA PLANTA AZUCARERA ASISTIDO POR ENERGÍA SOLAR

JUAN CAMILO LÓPEZ RESTREPO I.M

Trabajo de Grado

Presentado como requisito para obtener el título de
Magíster en Ingeniería Mecánica

Orientador

Prof. ÁLVARO RESTREPO Ph.D.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

Facultad de Ingeniería Mecánica

Maestría en Ingeniería Mecánica

Grupo de Investigación en Gestión Energética – GENERGÉTICA

Pereira, Noviembre de 2018

Nota de aceptación:

Orientador:

Álvaro Restrepo Ph.D.
Universidad Tecnológica de Pereira

Yamid Alberto Carranza Ph.D.
Universidad Tecnológica de Pereira

Elkin Flórez Ph.D.
Universidad de Pamplona

Pereira, noviembre de 2018

*“Encomienda tus obras al Señor y tus propósitos
se afianzarán” – Proverbios 16, 3.*

En honor a:

Fernelly López Arboleda (1939 – 2017)

Quién sé que desde el cielo festeja este nuevo
logro profesional, personal y espiritual.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mis más grandes agradecimientos en primer lugar a Dios, por sus bendiciones, por acompañarme cada día de mi vida, por ser la luz y la guía en mi camino, por ser el sustento de mis decisiones y por permitirme culminar esta etapa de mi vida.

A mis padres, Nelson y Gloria, quienes son mi inspiración y mi constante motivación, a ellos gracias por su compañía, dedicación, paciencia y comprensión.

Al profesor Álvaro Restrepo, orientador de este trabajo, por su confianza, dedicación y apoyo.

A los profesores Luis M. Serra y Miguel A. Lozano, por su acompañamiento en la realización de este trabajo.

Al personal del Grupo de Investigación en Gestión Energética – GENERGÉTICA de la Universidad Tecnológica de Pereira, por su profesionalismo, compañerismo y apoyo durante todo este tiempo de trabajo.

A la Universidad Tecnológica de Pereira y la Universidad de Zaragoza, por permitir la realización de la pasantía de investigación, por el apoyo y el acompañamiento brindado.

A la Universidad Tecnológica de Pereira, por el apoyo financiero brindado mediante la beca “Jorge Roa Martínez”.

A Colciencias, por el apoyo financiero brindado mediante el programa “Jóvenes Investigadores”.

Al Banco Santander, por el apoyo financiero brindado mediante la beca “Jóvenes Profesores e Investigadores”.

A toda mi familia, por su apoyo y compañía incondicional.

Por último, a todas y cada una de las personas que formaron parte de esta etapa de mi vida, por su apoyo, acompañamiento, paciencia y compañerismo.

RESUMEN

En este trabajo, el análisis termoeconómico del ciclo de cogeneración de una planta del sector azucarero es realizado mediante una metodología de desagregación en subciclos. El análisis es llevado a cabo con el fin de evaluar el impacto de la integración de la energía solar térmica (hibridación) sobre la eficiencia y los costos de producción del sistema en estudio. El análisis termoeconómico del ciclo reveló que el proceso de desgasificación es altamente irreversible y es el causante de los mayores incrementos en los costos de producción de la planta. Así, se plantea que la integración de la energía solar térmica debe estar relacionada con la operación del desgasificador. Se identifican cuatro alternativas de hibridación: i) precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor, ii) generación de vapor para desgasificación, iii) calentamiento del agua de condensado, y iv) calentamiento del agua de reposición. Las dos primeras fueron seleccionadas para su evaluación. El análisis termoeconómico de las propuestas de hibridación fue llevado a cabo considerando el uso de colectores solares lineal Fresnel, un costo exergético unitario nulo para la energía solar térmica, e integrando a los subciclos desagregados el efecto de la integración del sistema de colectores solares. Los resultados mostraron que, para ambas propuestas, el costo exergético unitario de los productos se redujeron. Sin embargo, una vez considerados los costos de inversión de los campos de recolección de energía solar térmica, los resultados revelaron que el costo promedio de producción incrementa de 11,23 USD/MWh a 12,81 USD/MWh y 13,71 USD/MWh para cada una de las propuestas de hibridación, respectivamente. Por lo tanto, se determina que la integración de los sistemas de concentración de energía solar térmica, a través de las propuestas analizadas, es económicamente inviable.

ABSTRACT

In this work, a thermoeconomic analysis is applied to a sugarcane cogeneration power plant in order to evaluate the overall effect of the integration of a solar thermal energy system upon the efficiency and the production costs of the plant. The analysis is developed disaggregating the cogeneration power plant into subcycles. It unveiled that the deaeration process is highly irreversible and contributes substantially to the cost generation process of the products. Four configurations of solar thermal energy integration have been identified: i) preheating of boiler's feedwater, ii) steam generation for deaeration, iii) heating of condensed water, and iv) heating of make-up water. The former two have been selected for being evaluated in this work. The analysis is conducted including the corresponding solar thermal subcycles to the plant, considering the solar energy as free of charge, and the implementation of linear Fresnel concentrating solar technology. The results showed that the unit exergy costs of the products are reduced for both solar thermal energy integration opportunities. Nevertheless, the average cost of the main products of the power plant increases from 11,23 USD/MWh to 12,81 USD/MWh and 13,71 USD/MWh for each analyzed configuration respectively, when the cost of investment for the solar field is considered. This fact makes economically unfeasible the integration of the solar thermal energy concentration system to the cogeneration power plant assessed.

ÍNDICE

CAPÍTULO I.....	1
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Objetivos.....	3
1.1.1 Objetivo general:	3
1.1.2 Objetivos específicos:.....	3
1.2 Aporte del trabajo	3
1.3 Estructura del documento	4
CAPÍTULO II.....	5
2 ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS	5
2.1 Cogeneración	7
2.2 Energía solar	9
2.3 Termoeconomía	11
CAPÍTULO III	13
3 MARCO METODOLÓGICO	13
3.1 Análisis termoeconómico del ciclo de cogeneración de referencia	16
3.1.1 Estructura física.	17
3.1.2 Modelo Fuel – Product.	20
3.1.3 Estructura productiva.....	22
3.1.4 Modelo Termoeconómico.....	29
3.2 Integración de energía solar térmica	30
3.2.1 Características de los colectores solares.	30
3.2.2 Dimensionamiento y modelado del campo de concentradores solares.	31
3.2.3 Análisis termoeconómico de la hibridación.	32
CAPÍTULO IV	35
4 RESULTADOS	35
4.1 Análisis termoeconómico de la planta de cogeneración	35
4.2 Análisis termoeconómico de la hibridación de la planta	38
4.2.1 Primera propuesta de hibridación: Precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor.	38
4.2.2 Segunda propuesta de hibridación: Generación de vapor para desgasificación.	42
4.3 Comparación de resultados	44

CAPÍTULO V	47
5 CONCLUSIONES.....	47
BIBLIOGRAFÍA	49
APÉNDICE 1	55

LISTADO DE FIGURAS

Fig. 1. Estructuras de los ciclos de cogeneración. a. Topping, b. Bottoming [40].	8
Fig. 2. Ciclos de cogeneración empleados en la industria azucarera. a. contrapresión, b. condensación con extracción, c. contrapresión-condensación.	8
Fig. 3. Colectores solares. a. cilindro-parabólico, b. linear Fresnel, c. disco parabólico, d. campo heliostático [1].	10
Fig. 4. Estructura de una planta de cogeneración a. física, b. productiva. [39].	12
Fig. 5. Procedimiento del análisis termoeconómico	13
Fig. 6. Estructura física de un sistema	14
Fig. 7. Estructura productiva de un sistema	15
Fig. 8. Esquema operacional. a. ciclo de cogeneración, b. propuesto.	17
Fig. 9. Estructura física simplificada del ciclo de cogeneración de referencia.	18
Fig. 10. Estructura física – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso.	23
Fig. 11. Estructura productiva - Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso.	23
Fig. 12. Estructura física – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.	24
Fig. 13. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.	25
Fig. 14. Estructura física – Subciclo de condensación	25
Fig. 15. Estructura productiva – Subciclo de condensación	26
Fig. 16. Estructura física – Subciclo de desgasificación.	26
Fig. 17. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación.	27
Fig. 18. Subciclo de atemperación. a. estructura física. b. estructura productiva.	27
Fig. 19. Subciclo de reposición de vapor de proceso. a. estructura física, b. estructura productiva.	28
Fig. 20. Subciclo de reposición de purgas. a. estructura física, b. estructura productiva	28
Fig. 21. Estructura productiva de la planta de cogeneración de referencia.	29
Fig. 22. Características dimensionales de los colectores solares [70].	31
Fig. 23. Flujo de exergía del ciclo de cogeneración de referencia.	35
Fig. 24. Primera propuesta de hibridación: Precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor	38
Fig. 25. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso – Primera propuesta de hibridación.	39
Fig. 26. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso – Primera propuesta de hibridación.	40
Fig. 27. Estructura productiva – Subciclo de condensación – Primera propuesta de hibridación.	40

Fig. 28. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación – Primera propuesta de hibridación.	40
Fig. 29. Estructura productiva – Subciclo de reposición de purgas – Primera propuesta de hibridación.	41
Fig. 30. Estructura productiva – Primera propuesta de hibridación.	41
Fig. 31. Segunda propuesta de hibridación: Generación de vapor para desgasificación.....	42
Fig. 32. Estructura física – Subciclo de desgasificación solar.	43
Fig. 33. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación solar	43
Fig. 34. Resultados del análisis termoeconómico.	44

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Características de los colectores solares [1].	10
Tabla 2. Modelo Fuel – Product de un sistema	14
Tabla 3. Modelo termoeconómico de un sistema.	16
Tabla 4. Propiedades del bagazo de caña.	17
Tabla 5. Parámetros de operación del ciclo de referencia.	18
Tabla 6. Análisis de exergía de los componentes del ciclo de referencia	19
Tabla 7. Modelo Fuel – Product de la planta de cogeneración de referencia.	21
Tabla 8. Eficiencia exergética de cada componente de la planta.	21
Tabla 9. Especificaciones técnicas y geométricas de los colectores solares [70].....	31
Tabla 10. Modelo Fuel – Product del sistema de recolección de energía solar térmica.	32
Tabla 11. Costos del ciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso	35
Tabla 12. Costos del ciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.	36
Tabla 13. Costos del ciclo de condensación	36
Tabla 14. Costos del ciclo de desgasificación.	36
Tabla 15. Resultados del análisis termoeconómico.....	44
Tabla 16. Propiedades termodinámicas del ciclo de cogeneración de referencia.	55

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de reflexión
c	Costos económicos [USD/kWh]
DNI	Radiación Directa Normal [W/m ²]
e	Exergía [kJ/kg]
\dot{E}	Flujo de exergía [kW]
F	<i>Fuel</i> [kW]
h	Entalpía [kJ/kg]
i	Interés anual [%]
I	Inversión [USD]
k	Costos exergéticos [-]
L	Entalpía de vaporización del agua [kJ/kg]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
n	Vida útil [años]
P	<i>Product</i> [kW]
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
\dot{Q}	Flujo de calor [kW]
s	Entropía [kJ/kg]
T	Temperatura [°C]
TL	Pérdidas térmicas
\dot{W}	Potencia [kW]
z	Fracción másica [-]
Z	Factor de retorno de inversión [USD/hora]

Símbolos griegos

β	Tasa de exergía química estándar [-]
ε	Eficiencia exergética [-]
η	Eficiencia [-]

Subíndices

0	Condiciones de referencia
A	Cenizas
AT	Atemperador – Subciclo de atemperación
B	Bombas
bag	Bagazo
C	Carbón
$cogen_q$	Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso.
$cogen_v$	Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.
$cond$	Condensador – Subciclo de condensación

<i>CS</i>	Campo solar
<i>D</i>	Destrucción
<i>DG</i>	Desgasificador – Subciclo de desgasificación
<i>dis</i>	Condiciones de diseño
<i>Dsolar</i>	Subciclo de desgasificación solar
<i>e</i>	Eléctrico
<i>F</i>	<i>Fuel</i>
<i>GV</i>	Generadores de vapor
<i>H</i>	Hidrógeno
<i>in</i>	Entrada
<i>O</i>	Oxígeno
<i>opt</i>	Óptico
<i>out</i>	Salida
<i>P</i>	<i>Product</i>
<i>proc</i>	Proceso
<i>Q</i>	Calor
<i>S</i>	Azufre
<i>T</i>	Turbinas
<i>u</i>	Coefficientes de pérdida de calor [W/m ² K] – [W/m ² K ²]
<i>VProc</i>	Subciclo de vapor de proceso
<i>VPurgas</i>	Subciclo de vapor de purgas
<i>W</i>	Agua

Superíndices

<i>ch</i>	<i>Chemical</i> (Química)
-----------	---------------------------

1 INTRODUCCIÓN

La energía es uno de los bienes intangibles más preciados de la sociedad moderna, ya que es considerada un agente primario en la generación de riqueza y un factor significativo en el desarrollo económico de las naciones [1]. Actualmente, la mayor parte de la energía consumida en el mundo proviene de recursos fósiles tales como el petróleo, el carbón y el gas natural. Según la *International Energy Agency* (IEA) [2], el 81 % de la energía primaria del mundo en el año 2014 fue obtenida a partir de fuentes no renovables como el petróleo (31,1%), el carbón (28,9%) y el gas natural (21,4%). La alta explotación de estos recursos ha desencadenado problemáticas energéticas, sociales y ambientales, tales como el aumento en la generación de gases de efecto invernadero debido al continuo crecimiento en la demanda de energía eléctrica [3–5]; la aceleración del calentamiento global a causa de estos gases [5–7] y los daños a la salud humana que estos pueden producir. Según la IEA [2], entre 1973 y el 2014, la generación de energía mundial incrementó en más de un 220 %, lo cual, sumado a la dependencia de los recursos fósiles y el impacto ambiental que genera su explotación, se ha tornado tema de preocupación y de interés investigativo alrededor del mundo.

Con una tendencia similar, la generación de energía eléctrica en los países de América miembros de la Organización Económica para la Cooperación y el Desarrollo (OECD), está marcada por el uso de recursos fósiles, principalmente carbón y gas con una participación del 60,3% [8]. A diferencia de esto, Colombia y los demás países de América no pertenecientes a la OECD (países de Suramérica, Centroamérica y el Caribe a excepción de Chile y México) presentan una matriz energética poco dependiente del uso de recursos fósiles, y basada en la explotación de recursos hídricos. La IEA estima que en 2015, el 53,4% de la electricidad generada en los países de América no pertenecientes a la OECD fue obtenida a partir de recursos hídricos, mientras que la generación a partir de recursos fósiles presentó una participación del 37 % [8]. Particularmente para Colombia, estudios desarrollados por la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) [9], muestran que en el año 2015, aproximadamente un 70 % de la energía eléctrica en Colombia fue generada a partir de fuentes hídricas, mientras que las fuentes fósiles, como el petróleo, el gas y el carbón, tuvieron una participación aproximada de un 30 %. A pesar de no ser altamente dependientes de los recursos fósiles, Colombia y los países de la región se han visto afectados por fenómenos climáticos como el ‘Fenómeno del niño’, el cual se caracteriza por presentar épocas de sequía que reducen el nivel de los embalses hidroeléctricos, reduciendo su capacidad de operación y generación de energía regular. Este hecho ha revelado fragilidades en la matriz energética de estos países puesto que, durante estas épocas, no se logra satisfacer plenamente la demanda energética. Estos factores, han creado la necesidad de generar una mayor cantidad de energía a partir de fuentes no convencionales y de recursos renovables, de una manera eficiente, y garantizando la sostenibilidad energética de estos países.

Particularmente, los ingenios azucareros representan una alternativa llamativa para incrementar la generación electricidad y flexibilizar las matrices energéticas de países de Latinoamérica, puesto que su principal recurso energético es el bagazo de la caña de azúcar, es decir, la biomasa obtenida en el proceso de molienda de la caña. Según estudios de la Organización de las Naciones Unidas para la Comida y la Agricultura (FAO), el 55 % de la caña de azúcar del mundo en el año 2016, fue producida y procesada en América y, más específicamente, el 53,4 % en países de Suramérica, Centroamérica y el Caribe [10]. De estas regiones, los países con mayor producción y procesamiento de caña de azúcar en el año 2016 fueron: Brasil (768 millones de toneladas), México (56 millones de toneladas), Colombia (37 millones de toneladas), Guatemala (33 millones de toneladas) y Argentina (22 millones de toneladas) [10].

A pesar del potencial de la industria azucarera de la región, los ingenios azucareros también se ven afectados por el cambio climático, ya que en épocas de sequía la caña no cuenta con las condiciones adecuadas para garantizar su crecimiento regular y en tiempo de lluvia, se presentan dificultades en la cosecha. Por lo tanto, cuando se presentan condiciones climáticas adversas, los ingenios azucareros no cuentan con el bagazo necesario para garantizar su operación y, por lo tanto, deben comprar biomasa u otros combustibles a terceros, o incluso detener su operación. Una alternativa para mitigar el impacto del cambio climático en los ingenios azucareros y mejorar la eficiencia de sus ciclos, es acoplar sistemas de recolección de energía solar térmica para reducir el consumo de combustible o aumentar la producción de energía eléctrica. De esta forma, se utiliza una infraestructura operacional existente, reduciendo los costos de implementación de los sistemas de recolección de energía solar [11], ya que la alta tasa de inversión que requieren estas tecnologías es una de las principales razones por las que estos sistemas han tenido poco éxito en los mercados tradicionales de electricidad [12,13].

En este trabajo, se evalúa, mediante un análisis termoeconómico basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, la inclusión de un sistema de colectores solares al ciclo de cogeneración de una planta azucarera. La planta de referencia está caracterizada por emplear el bagazo, obtenido en la molienda de la caña de azúcar, como fuente primaria de energía; así como por operar durante aproximadamente 5000 horas a lo largo del año, período correspondiente a la época de cosecha de caña en la región donde se encuentra localizada la planta. La inclusión del sistema de recolección de energía solar térmica es propuesta como una alternativa para extender la operación anual de la planta, durante la temporada baja de caña. El análisis termoeconómico es desarrollado a través de la desagregación del ciclo de operación de la planta en subciclos, los cuales representan la estructura productiva de la planta, proporcionan información detallada de los procesos de formación de los costos de producción del sistema, y permiten identificar las principales fuentes de irreversibilidad del ciclo, junto con sus costos asociados.

A partir de los resultados del análisis termoeconómico, se establecen propuestas de integración de la energía solar térmica en la planta. Esto debido a que la identificación de las irreversibilidades son la base para la determinación de las principales necesidades exergéticas y económicas del sistema y, por lo tanto, de las posibles alternativas de solución. La evaluación de cada una de las propuestas de integración de energía solar es realizada a partir del análisis termoeconómico de la planta, considerando tanto los subciclos correspondientes a la operación de los colectores solares, como los costos asociados a su instalación, operación y mantenimiento. Esto con el fin de determinar cómo la inclusión del sistema de recolección de energía solar térmica impacta sobre los costos de producción de la planta azucarera.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo general:

Evaluar la inclusión de colectores solares al ciclo de cogeneración de una planta azucarera operando en régimen permanente, por medio de análisis termoeconómico por desagregación.

1.1.2 Objetivos específicos:

1. Caracterizar las condiciones de operación en régimen permanente de la planta en estudio.
2. Realizar un análisis termoeconómico de la planta en estudio por medio de la desagregación del sistema, para determinar las principales fuentes de irreversibilidad en el ciclo y sus costos asociados.
3. Establecer propuestas de integración de energía solar térmica al ciclo de cogeneración de la planta azucarera.
4. Seleccionar y modelar el tipo de colectores solares adecuado para las propuestas de integración de la energía solar térmica.
5. Realizar un análisis termoeconómico de la inclusión de colectores solares en el ciclo de cogeneración de referencia, por medio de la desagregación del sistema, para determinar su viabilidad técnica y económica.

1.2 Aporte del trabajo

La evaluación y mejoramiento de un sistema térmico requiere identificar y entender las causas de las ineficiencias termodinámicas y las interacciones entre los componentes del sistema [14]. Para ello, se debe realizar una evaluación basada en la Segunda Ley de la termodinámica, es decir un análisis exergético. Sin embargo, si no se realizan análisis económicos de manera simultánea, la información obtenida mediante un balance de exergía de un proceso resulta ser insuficiente para realizar propuestas de mejora en proyectos de ingeniería; puesto que, si un sistema es mejorado únicamente desde un punto de vista termodinámico, los costos totales de inversión, mantenimiento y operación del sistema

optimizado, no harían factible su implementación [15]. Es por esto que en este trabajo se desarrolla el análisis termoeconómico del ciclo de cogeneración de una planta azucarera, basado en los conceptos de la Segunda Ley de la termodinámica con economía, y se usa la exergía con el propósito de revelar los procesos de formación de los costos y de establecer cómo las irreversibilidades del sistema impactan en las tarifas de producción. El análisis es realizado a través de un estudio detallado de los mecanismos de formación de los costos por medio de la metodología de desagregación del sistema en subciclos, la cual se torna una herramienta estratégica para la planeación de mejoras económicas en sistemas productivos.

El aporte más significativo del presente trabajo se enmarca en la implementación del análisis termoeconómico en una planta de cogeneración del sector azucarero en Latinoamérica, mediante una metodología de análisis basada en la desagregación en subciclos. La metodología es utilizada para detallar el proceso de formación de los costos a través de los procesos de transformación energética, y así revelar oportunidades de mejora poco evidentes en ciclos de cogeneración, identificar como el uso de tecnologías de recolección de energía solar térmica pueden ser integradas a un proceso productivo, y evaluar su implementación considerando los conceptos de exergía y economía de manera unificada.

1.3 Estructura del documento

El presente documento está compuesto por las siguientes secciones:

En el Capítulo II, se presentan los antecedentes bibliográficos de los temas tratados en el trabajo y se enfatiza en conceptos tales como cogeneración, energía solar y termoeconomía basada en la Segunda Ley.

En el Capítulo III, se presenta el marco metodológico del trabajo, se especifican las características operacionales del ciclo de cogeneración de referencia, se introduce la metodología de desagregación en subciclos para la realización del análisis termoeconómico, y se selecciona la tecnología de recolección de energía solar a emplear en la hibridación del ciclo.

En el Capítulo IV, se presentan las alternativas de integración de la energía solar térmica y se presentan los resultados del análisis termoeconómico de cada una de las propuestas de hibridación de la planta de cogeneración de referencia.

Finalmente, en el Capítulo V, se presentan las conclusiones y recomendaciones.

2 ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS

Las necesidades energéticas y ambientales que existen en el mundo moderno exigen satisfacer de una manera limpia y eficiente la creciente demanda de energía que presenta la sociedad actual. Esto ha dirigido la atención de entidades políticas y sociales hacia el uso de plantas de generación eficientes y ambientalmente compatibles [5,16]. Estudios actuales se han enfocado en el desarrollo de nuevas tecnologías de recolección y almacenamiento de energías sustentables, tales como la solar y la eólica, las cuales, según estimativos de la IEA, contribuyeron con un 2,2 % de la generación energética mundial en el año 2016 [17]. El uso eficiente de estas fuentes de energía sustentables, está siendo considerado una solución prometedora al calentamiento global [7]. Bolatturk *et al* [18], expresan:

“El mundo no necesita disminuir el consumo energético, sino utilizar la energía de una manera eficiente para asegurar un futuro sostenible”

Particularmente, la energía solar, como una fuente limpia, gratuita e inagotable, ha tomado mayor importancia en materia energética en el mundo [16,19,20]. Además, se ha tornado una alternativa creciente en muchos países donde es abundante la radiación solar, generalmente en localidades cercanas en la línea ecuatorial [21], principalmente por su disponibilidad [5]. Las tecnologías existentes para el aprovechamiento de la energía proveniente del sol, pueden clasificarse en dos grandes grupos: los concentradores y los no-concentradores [20]. Los colectores solares del tipo concentrador se caracterizan porque pueden alcanzar altas temperaturas, enfocando la energía solar en pequeñas superficies por medio de espejos reflectores de alta eficiencia térmica. Algunas de las tecnologías de concentración solar más estudiadas y desarrolladas en la actualidad son: los campos heliostáticos, los discos parabólicos, los cilindro-parabólicos y los linear Fresnel [1,5,22–24]. Con el fin de reducir los costos de inversión de los sistemas de recolección de energía solar, Hu *et al.* [19] en su trabajo, proponen un método alternativo de generación con asistencia solar térmica o generación híbrida; el cual toma las fortalezas de dos tecnologías maduras como lo son el ciclo Rankine tradicional y los colectores solares térmicos. Esta metodología de generación híbrida, a comparación con plantas netamente solar, presenta beneficios sociales, ambientales y económicos, tales como: i) se utiliza la infraestructura existente y no se necesita almacenamiento térmico, reduciendo los costos de inversión, ii) es flexible en su implementación y los colectores solares pueden operar a bajos rangos de temperatura, y iii) las industrias tradicionales existentes, se ven envueltas en procesos de generación de energía “verde” y renovable [13,19].

Actualmente, cerca del 90% de las plantas de generación híbrida, usan la energía solar como medio de precalentamiento del agua de alimentación de los generadores de vapor [20]. Sin embargo, esta no es la única forma de aprovechar la energía solar en plantas híbridas, ya que también puede ser utilizada para precalentar o sobrecalentar el agua en los generadores de

vapor, así como para precalentar el aire de combustión [13,25]. El uso de la energía solar en plantas de generación híbrida depende principalmente de las condiciones de operación del ciclo, puesto que, para lograr una integración eficiente de la energía solar térmica, se deben localizar las principales fuentes de pérdidas energéticas y exergéticas, analizar sus causas, y determinar las acciones correctivas que se deben tomar para reducir o eliminar su impacto. Para ello, el análisis exergético resulta ser una herramienta muy útil para localizar y cuantificar las irreversibilidades con las que se desarrolla un proceso productivo e identificar cuales equipos y por qué causas son responsables de su ineficiencia [26]. El análisis de exergía cuantifica la calidad de la energía y su degradación, a través de los procesos de conversión de energía que ocurren en un sistema productivo, evaluando el rendimiento de los dispositivos y los procesos [27,28]. Además, el análisis exergético permite también evaluar el uso eficiente de la energía solar en un sistema [29].

La integración de la energía solar en ciclos termodinámicos ha sido fuente de investigación en estudios actuales. Suresh *et al.* [30], analizaron desde perspectivas energéticas, exergéticas, ambientales y económicas, el uso de concentradores solares en una planta de generación de potencia a carbón; y determinaron que su implementación no es una alternativa técnico-económicamente efectiva, pero destacaron que puede llegar a serlo con el desarrollo de nuevos materiales y nuevas tecnologías. Peng *et al.* [31], realizaron el análisis exergético de una planta de generación de potencia a carbón, considerando el recalentamiento vapor a partir de energía solar térmica; compararon su implementación con el uso de una planta solar de generación de potencia; y determinaron que el uso del sistema híbrido pudo alcanzar mejores rendimientos técnicos y económicos que la planta solar. Peterseim *et al.* [32], analizaron el rendimiento técnico, económico y ambiental de 17 alternativas de generación híbrida a partir del uso de energía solar y biomasa, considerando el uso de tecnologías de concentración solar tales como: campos heliostáticos, colectores cilindro-parabólicos y colectores linear Fresnel. La mayor eficiencia del ciclo la alcanzaron con el uso del campo heliostático, mientras que con el uso de colectores Fresnel obtuvieron la menor tasa de inversión específica requerida, y por lo tanto resultó ser la opción comercialmente más viable. Burín *et al.* [11], evaluaron una propuesta de hibridación de una planta azucarera en Brasil, considerando el uso de colectores solares cilindro-parabólicos. Destacaron que el uso de tecnologías de concentración solar en la industria azucarera permite ampliar la generación de energía eléctrica realizando modificaciones mínimas a la infraestructura existente, y determinaron que la implementación de la propuesta de hibridación analizada resulta ser económicamente inviable en el mercado energético de Brasil.

La información obtenida únicamente mediante un balance de exergía puede resultar insuficiente a la hora de establecer propuestas de mejora viables en procesos productivos, puesto que no se involucra el factor económico. Es por eso que la combinación de la Segunda Ley de la Termodinámica con la economía, es decir, la termoeconomía, usando la exergía para propósitos de análisis de costos, se torna una herramienta potente y prometedora para el estudio y la optimización sistemática de sistemas complejos de transformación de energía

[33,34]. La termoeconomía permite identificar, evaluar y reducir las ineficiencias de un sistema y resaltar las posibles mejoras de este [35], de tal modo que permite alcanzar un mejor balance entre la eficiencia termodinámica y los costos económicos [36]. La termoeconomía, donde los conceptos de exergía y economía han sido combinados, es relativamente una nueva área en la ingeniería, y su objetivo principal es revelar el proceso de formación del costo y calcular el costo exergético unitario de los productos del sistema [15,37,38]. Este modelo analítico, además, ha sido utilizado como un soporte de diseño, síntesis y operación de sistemas de energía, ya que provee información crucial que no se puede obtener a través de los análisis convencionales.

Comparado con los métodos convencionales basados en la Segunda Ley, el análisis termoeconómico no solo permite cuantificar el consumo excedente de recursos en los procesos productivos, sino que permite también identificar y cuantificar las causas reales de ese aumento en el consumo y el incremento de las irreversibilidades en cada componente del sistema [34]. El análisis termoeconómico entonces, permite evaluar la viabilidad económica de la hibridación del ciclo de cogeneración de una planta azucarera, a través de la inclusión de un sistema de recolección de energía solar térmica y así, determinar el impacto obtenido sobre su eficiencia y sus condiciones de operación. Así, para lograr una optimización económicamente viable en un sistema energético, es necesario considerar los siguientes factores: i) no todas irreversibilidades son evitables, ii) los ahorros de exergía locales en los diferentes procesos o equipos de una instalación no son equivalentes a los obtenidos en toda la planta, iii) las oportunidades de ahorro de exergía solo pueden especificarse a través de un estudio detallado de los mecanismos fundamentales de generación de entropía [39].

A pesar de ser un área relativamente nueva en ingeniería, se destaca la utilidad de la aplicación de análisis termoeconómicos en diferentes sistemas energéticos. A continuación, se presentan algunos de los conceptos más relevantes del presente trabajo:

2.1 Cogeneración

La cogeneración puede definirse como la producción simultánea de más de una forma útil de energía a partir de la misma fuente [40]. A diferencia de las termoeléctricas convencionales, las plantas de cogeneración no sólo se enfocan en la producción de energía eléctrica, sino que también satisfacen ciertas necesidades energéticas de determinados procesos. En general, la cogeneración puede ser considerada como un método de aprovechamiento de energía residual con la finalidad de obtener mejores rendimientos de operación. Los sistemas de cogeneración pueden dividirse en dos tipos: *topping* y *bottoming* [40]. En los primeros, la fuente de energía es empleada para la generación de vapor en la caldera, y posterior generación de potencia; mientras que el calor residual se emplea en procesos industriales. En los segundos, la fuente primaria de energía es empleada para satisfacer las necesidades energéticas de un proceso productivo, mientras que la generación de potencia se da a partir de la recuperación de calor residual. Los ciclos *topping* y *bottoming* son mostrados en la Fig. 1a. y la Fig. 1 b respectivamente.

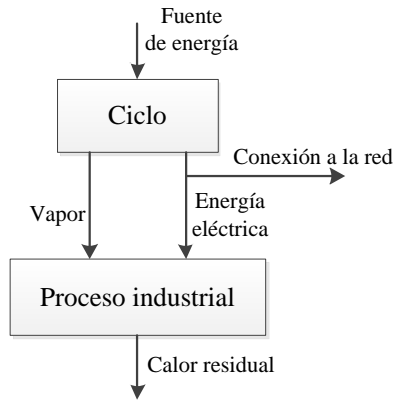


Fig. 1a.

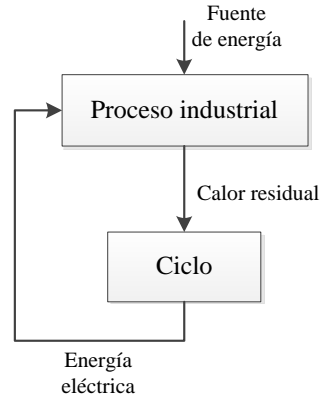


Fig. 1b.

Fig. 1. Estructuras de los ciclos de cogeneración. a. Topping, b. Bottoming [40].

En el sector azucarero generalmente se presentan sistemas de cogeneración de tipo *topping*, puesto que la energía obtenida a partir de la fuente (principalmente bagazo) es implementada para generar energía eléctrica en las turbinas y posteriormente, satisfacer una demanda térmica del proceso de fabricación de azúcar y alcohol. Existen tres ciclos de cogeneración básicos implementados en la industria azucarera [41]: i) contrapresión, ii) condensación con extracción, y iii) contrapresión-condensación. Estos son mostrados en la Fig. 2.

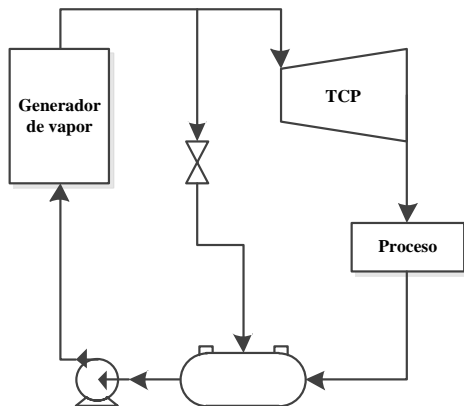


Fig. 2a.

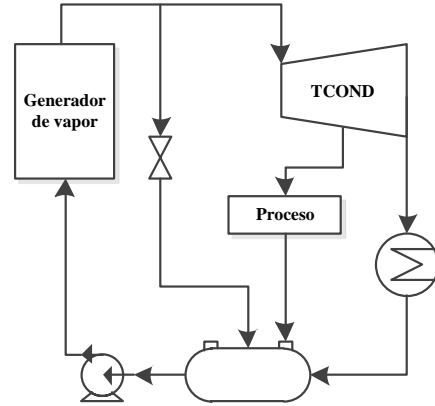


Fig. 2b.

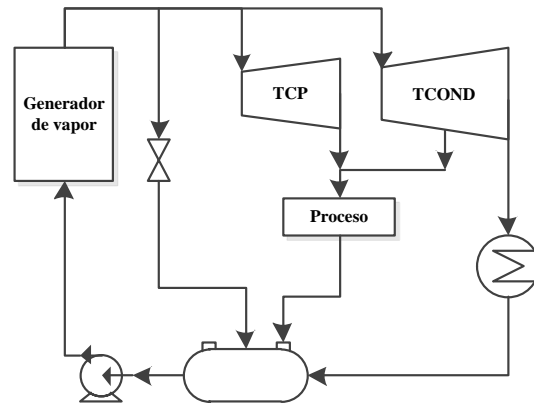


Fig. 2c.

Fig. 2. Ciclos de cogeneración empleados en la industria azucarera. a. contrapresión, b. condensación con extracción, c. contrapresión-condensación.

Los ciclos de cogeneración de contrapresión son empleados para satisfacer únicamente las necesidades térmicas, mecánicas y eléctricas internas de la planta, sin presentarse exportación de energía eléctrica excedente. Por otro lado, los ciclos de condensación con extracción, a pesar de que requieren una mayor inversión, permiten generar energía eléctrica adicional a la requerida internamente por la planta; esta energía es usualmente exportada a la red o a consumidores externos. Finalmente, la combinación de ambos ciclos flexibiliza la operación de la planta, permitiendo ajustar la exportación de energía eléctrica de acuerdo a la demanda energética de los procesos de producción internos [41].

2.2 Energía solar

El sol es un cuerpo celeste compuesto por materia gaseosa a altas temperaturas, la energía contenida en su interior es transferida al espacio por medio de la radiación. Parte de esa energía emitida es recibida por la tierra, la cual debe atravesar la atmósfera para ser absorbida, reflejada y distribuida sobre toda la superficie terrestre. Básicamente, todas las formas de energía en el mundo son, en su origen, provenientes de la energía solar [1].

La radiación solar puede clasificarse en dos tipos: la radiación directa y la radiación difusa. La primera, es aquella que es recibida directamente del sol sin ser dispersada por la atmósfera; mientras que la segunda es aquella cuya dirección se ve alterada debido a la reflexión atmosférica [42]. Las tecnologías más estudiadas y con más desarrollo en la recolección y aprovechamiento de la energía solar son: los paneles fotovoltaicos y los colectores solares térmicos.

Los paneles o células fotovoltaicas son dispositivos que reciben la radiación solar y la convierten directamente en electricidad. Algunas de las principales ventajas de estos dispositivos son: i) no requieren partes móviles, ii) requieren poco mantenimiento, y iii) trabajan satisfactoriamente tanto con radiación directa como con radiación difusa [43].

Por otro lado, los colectores solares térmicos son dispositivos de intercambio de calor, que transforman la radiación solar en energía interna de un medio de transporte. En otras palabras, un colector solar absorbe la energía proveniente del sol, lo convierte en calor y lo transfiere a un fluido que fluye a través del colector (generalmente aire, agua o aceite) [1]. Existen diferentes tipos de tecnologías de recolección de energía solar térmica, las cuales, se diferencian principalmente en su geometría, los rangos de temperatura a los que el fluido de trabajo puede llegar.

La Tabla 1 muestra algunas características de los tipos de colectores solares más conocidos en la actualidad, siendo el tipo de receptor la forma del último elemento que recibe la energía solar (donde se transfiere calor al fluido de trabajo), mientras que el rango de concentración representa la relación de áreas entre el colector y el receptor.

La Fig. 3 se presentan algunos de los tipos de colectores solares más implementados en la actualidad a nivel industrial.

Tabla 1. Características de los colectores solares [1].

Movimiento	Tipo de colector	Tipo de receptor	Rango de concentración	Rango de temperatura [°C]
Estacionario	Plano	Plano	1	30 – 80
	Tubos evacuados	Plano	1	50 – 200
	Parabólico - compuesto	Tubular	1 – 5	60 – 240
Un eje	Linear Fresnel	Tubular	10 – 40	60 – 250
	Parabólico	Tubular	15 – 45	60 – 300
	Cilindro-parabólico	Tubular	10 – 50	60 – 300
Dos ejes	Disco parabólico	Puntual	100 – 1000	100 – 500
	Campo heliostático	Puntual	100 – 1500	150 – 2000

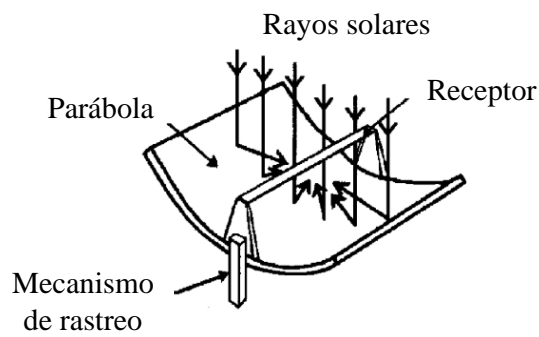


Fig. 3a.

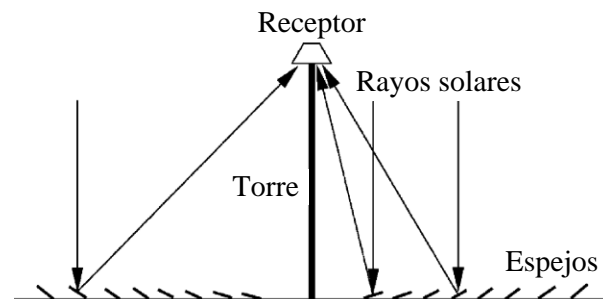


Fig. 3b.

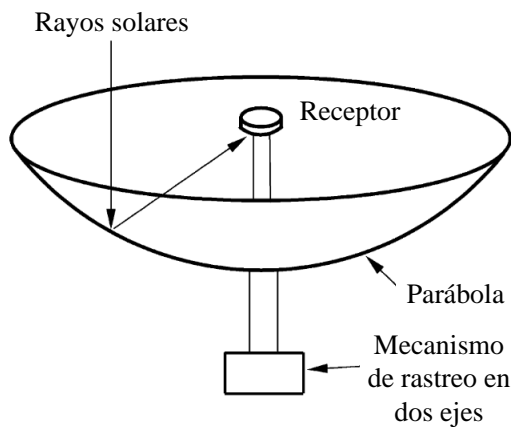


Fig. 3c.

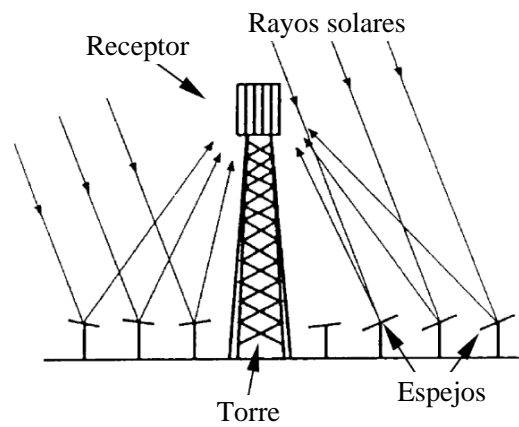


Fig. 3d.

Fig. 3. Colectores solares. a. cilindro-parabólico, b. linear Fresnel, c. disco parabólico, d. campo heliostático [1].

2.3 Termoeconomía

La termoeconomía o la exergoeconomía como también se conoce, es la rama de las ciencias térmicas que combina el análisis termodinámico, desde el punto de vista de la exergía, con los principios económicos, con el fin de proveer información que no puede ser obtenida mediante un análisis termodinámico convencional, ni mediante la evaluación económica, pero que es crucial para evaluar el desempeño operacional de un proceso productivo [44]. Esta combinación teórica entre la segunda ley de la termodinámica y la economía aplicada, permite revelar oportunidades de ahorros energéticos y económicos durante el diseño y la operación de los sistemas de conversión de energía, [39,45]. Además, la termoeconomía permite interpretar, más detalladamente, las interacciones de los costos al interior de los procesos [46], haciendo de esta, una herramienta poderosa para el análisis [47–49], diagnóstico [34,50–52], y optimización [53–56] de los sistemas energéticos de ingeniería.

La termoeconomía fue inicialmente propuesta en la década de 1960 [57]. Posteriormente, Gaggioli [58] la redefinió para aplicarla a los sistemas intensivos de energía en general, con el objetivo de detallar el proceso de formación de los costos de los flujos internos y los productos de los sistemas. Actualmente esta metodología es reconocida y aplicada a nivel mundial. Abusoglu y Kanoglu [59], Hamed *et al.* [33], Xiong *et al.* [36], Zare *et al.* [15] y Zhang *et al.* [38], realizan en sus trabajos, un recuento histórico y actual, de las diferentes metodologías implementadas en los análisis termoeconómicos de sistemas energéticos, haciendo énfasis en su origen y sus características principales.

La termoeconomía se basa en el concepto de exergía, puesto que este concepto es la única base racional para asignarle costos monetarios a las diferentes interacciones de energía de un sistema con sus alrededores, y a las fuentes de ineficiencias termodinámicas que este pueda poseer [44]. Un análisis termoeconómico completo consiste en realizar: i) un análisis exergético, ii) un análisis económico, iii) una asignación de costos a la exergía, y iv) una evaluación termoeconómica del proceso [44].

Según Lozano [26], el punto clave para realizar el análisis termoeconómico de un sistema, es la definición de su estructura productiva. La mejor de ellas es aquella que explica con mayor simplicidad la función operacional de cada uno de los subsistemas que la integran. En algunas ocasiones, no siempre es buena idea representar la estructura productiva de un sistema siguiendo fielmente su secuencia física, por el contrario, resulta más conveniente realizar una desagregación, de tal forma que se exponga fielmente el proceso que se desarrolla. Para definir una estructura productiva por medio de desagregación, es necesario identificar las funciones que cada dispositivo cumple en la operación del sistema, para así determinar los subprocesos que lo componen. La Fig. 4a muestra la estructura física de una planta de cogeneración, mientras que la Fig. 4b muestra su estructura productiva. Es posible apreciar que la estructura productiva no sigue fielmente la disposición física de la planta, sino que el ciclo se desagrega según las funciones que cada dispositivo cumple.

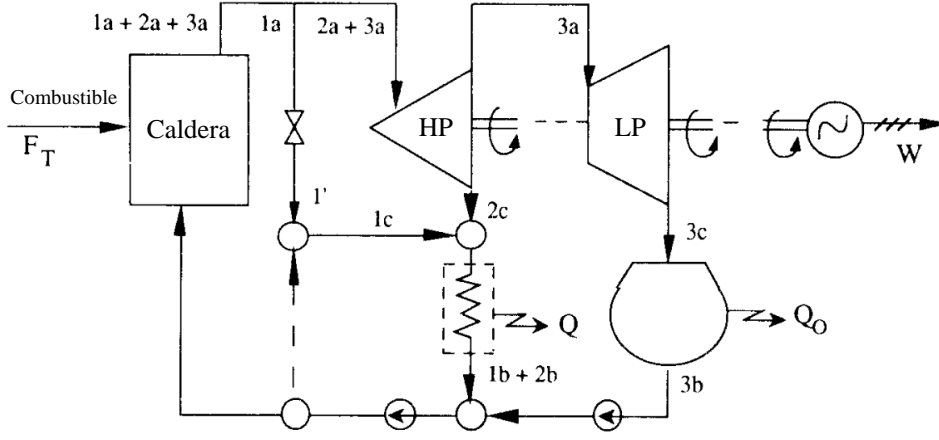


Fig. 4a.

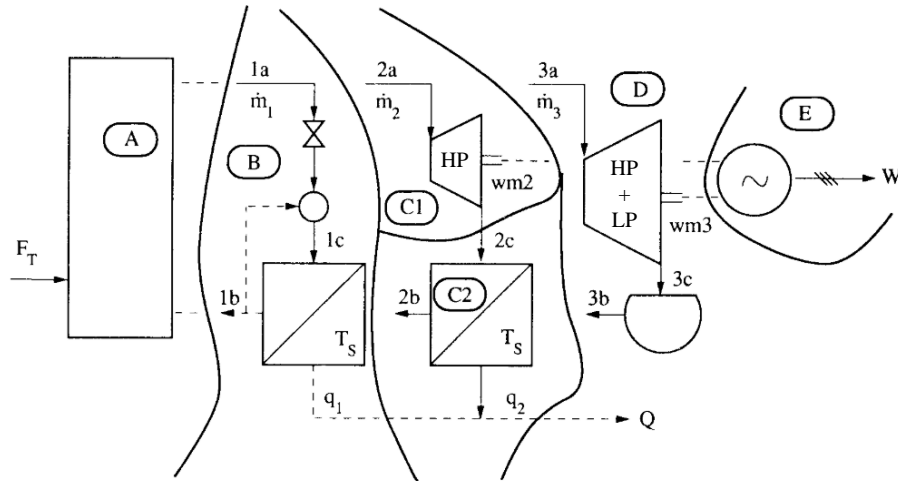


Fig. 4b.

Fig. 4. Estructura de una planta de cogeneración a. física, b. productiva. [39]

Así, para obtener la estructura productiva de un sistema termodinámico, se requiere definir el objetivo productivo (en base exergética) de cada uno de los dispositivos que lo componen. En la Fig. 4, por ejemplo, se puede apreciar que la función de la caldera es generar un flujo de vapor a partir de la exergía de un combustible, F_T ; este vapor es posteriormente dividido en tres flujos que cumplen funciones específicas en la operación de la planta (flujos 1a, 2a y 3a). A partir de las trayectorias que toman cada uno de estos flujos, se pueden identificar seis diferentes funciones productivas al interior del sistema termodinámico mostrado en la Fig. 4 (ver Fig. 4b). En la estructura productiva, se identifica que el objetivo productivo del flujo 3a, es generar potencia mecánica tanto en la turbina de alta presión (HP) como en la de baja presión (LP), mientras que el del flujo 2a, es generar potencia mecánica en la turbina de alta presión (HP) y posteriormente, entregar un calor de proceso a una temperatura T_s . Así, la estructura productiva surge a partir de la identificación y definición productiva de cada proceso del sistema, estableciendo sus flujos internos y sus respectivas funciones en base exergética.

3 MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo, se presenta el marco metodológico empleado para realizar el análisis termoeconómico de la inclusión del sistema de colectores solares al ciclo de cogeneración de la planta azucarera de referencia. Zhang *et al* [38] expresan que el modelo termoeconómico de un sistema energético, basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, puede definirse a través del procedimiento mostrado a continuación y como se ilustra en la Fig. 5.

1. Modelado de la estructura física de la planta,
2. Definición del modelo *Fuel – Product* de cada dispositivo del sistema,
3. Construcción de la estructura productiva,
4. Construcción del modelo termoeconómico: Conjunto de ecuaciones características obtenidas a partir de la estructura productiva del sistema.

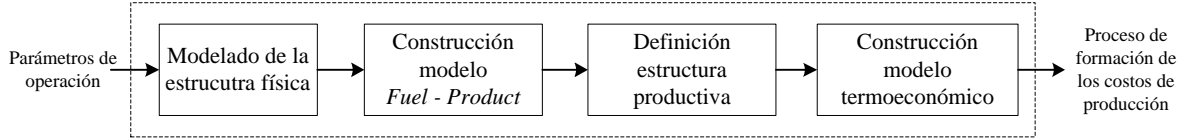


Fig. 5. Procedimiento del análisis termoeconómico

La estructura física representa las relaciones o las conexiones físicas que existen internamente entre los componentes de un sistema, o entre los componentes y los alrededores. En esencia, esta estructura es la esquematización de los flujos de materia, calor o trabajo presentes en la operación de un sistema [39].

La estructura física es analizada a partir de los balances de masa, energía, y exergía de cada uno de los componentes o subsistemas de un sistema energético. Estos balances, para una operación en régimen permanente, están dados por las ec. (1), (2), y (3), respectivamente.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} \quad (2)$$

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} + \dot{E}_D \quad (3)$$

donde, \dot{m} , h , \dot{Q} y \dot{W} son el flujo de materia, la entalpía de la materia y los flujos de calor y trabajo respectivamente. \dot{E} es el flujo de exergía física, definida mediante la ec. (4).

$$\dot{E} = \dot{m} [h - h_o - T_o (s - s_o)] \quad (4)$$

siendo, T_o , h_o y s_o la temperatura, entalpía y entropía de la materia a condiciones ambiente respectivamente.

La Fig. 6 presenta la estructura física de un sistema energético ficticio, el cual cuenta con dos subsistemas (A y B) interconectados mediante un flujo de exergía, \dot{E}_3 , el cual puede ser producto de un flujo de materia, calor o trabajo existente. El subsistema A, cuenta con dos flujos de exergía de entrada, \dot{E}_1 y \dot{E}_2 , y uno de salida, \dot{E}_3 ; mientras que el subsistema B, presenta dos flujos de exergía de entrada, \dot{E}_3 y \dot{E}_4 , y uno de salida, \dot{E}_5 .

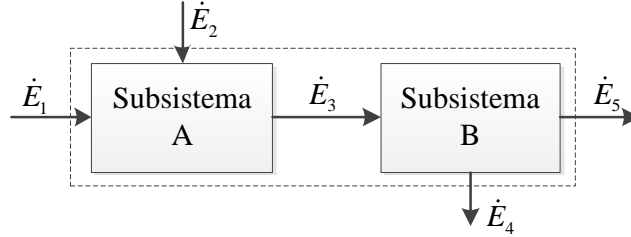


Fig. 6. Estructura física de un sistema

Posterior a la definición de la estructura física, se procede a construir el modelo *Fuel – Product* del sistema. Este modelo representa el propósito productivo, en base exergética, de cada uno de los componentes de un sistema energético y del sistema mismo [39]. Este modelo se basa en la identificación de los recursos exergéticos consumidos por cada componente (*Fuel*), y los productos, en base exergética, resultantes de su operación (*Product*). Así, si el propósito del Subsistema A, mostrado en la Fig. 6, es emplear \dot{E}_2 para elevar la exergía de \dot{E}_1 a un valor exergético \dot{E}_3 , el *Fuel* de este subsistema sería \dot{E}_2 , mientras que su *Product* correspondería al incremento neto de exergía entre \dot{E}_1 y \dot{E}_3 , es decir, $\dot{E}_3 - \dot{E}_1$. Del mismo modo, si el propósito del Subsistema B es tener un flujo con un valor de exergía equivalente a \dot{E}_4 , y para ello se reduce la exergía de \dot{E}_3 al valor de \dot{E}_5 , se tendría que el *Fuel* de este subsistema sería la reducción neta de exergía entre \dot{E}_3 y \dot{E}_5 , es decir, $\dot{E}_3 - \dot{E}_5$, y su *Product* sería el flujo \dot{E}_4 . Lo anterior, se presenta de forma detallada en la Tabla 2.

Tabla 2. Modelo *Fuel – Product* de un sistema

Componente	Entradas	Salidas	<i>Fuel</i>	<i>Product</i>
Subsistema A	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3	\dot{E}_2	$\dot{E}_3 - \dot{E}_1$
Subsistema B	\dot{E}_3	$\dot{E}_4 + \dot{E}_5$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_5$	\dot{E}_4

A partir de la definición del modelo *Fuel – Product*, se construye la estructura productiva, la cual es un punto clave en la ejecución del análisis termoeconómico de un sistema energético. Lozano *et al* [56] expresan: “La mejor estructura productiva es aquella que explica con mayor profundidad y de la manera más simple, las funciones productivas de los subsistemas y flujos presentes en la estructura física del sistema analizado”.

Una estructura productiva está compuesta por unidades productivas o disipativas, representadas por rectángulos; uniones, representadas por rombos; y bifurcaciones, representadas por círculos. Cada unidad productiva o disipativa cuenta con sus propios productos, los cuales son identificados a partir del modelo *Fuel – Product* de cada dispositivo, y pueden ser internos o externos, dependiendo si salen del sistema o son empleados como recursos por otras unidades. Los internos se agrupan en las uniones, donde

otro producto es obtenido como la sumatoria de los flujos de exergía entrantes. Así mismo, un producto puede ser distribuido como recurso a dos o más uniones o unidades productivas, a través de las bifurcaciones.

Así, a partir de la estructura física mostrada en la Fig. 6 y el modelo *Fuel – Product* mostrado en la Tabla 2, se obtiene la estructura productiva mostrada en la Fig. 7. En esta, inicialmente se observa que los flujos de exergía externos al sistema (aquellos que cruzan la frontera del volumen de control) son los mismos tanto en la estructura física como en la productiva. Así mismo, se detallan las interacciones productivas entre los subsistemas, y el sistema con los alrededores, y se observa como el producto del Subsistema A se agrupa en una unión con el recurso externo \dot{E}_1 , dando como resultado el flujo de exergía \dot{E}_3 , y como posteriormente el recurso \dot{E}_5 se extrae de \dot{E}_3 , mediante una bifurcación, para dar como resultado el recurso (*Fuel*) del Subsistema B, el cual es empleado para producir el flujo \dot{E}_4 .

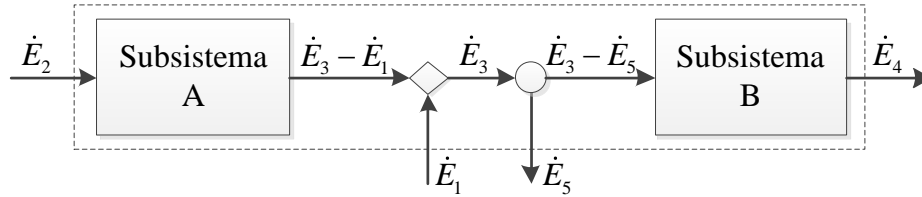


Fig. 7. Estructura productiva de un sistema.

La construcción del modelo termoeconómico del sistema permite evaluar los costos asociados a la obtención de sus productos, y a detallar cómo estos se forman a través de los procesos de transformación energética presentes en el sistema. Los costos de producción pueden ser evaluados a través de dos términos: i) costos exergéticos (k), los cuales se evalúan en términos de las fuentes externas de exergía requeridas para la operación del sistema, y ii) costos económicos (c), los cuales se expresan en términos financieros, para ello se requiere conocer los costos monetarios de los recursos externos del sistema.

Los costos exergéticos pueden ser evaluados unitariamente, es decir individualmente para cada proceso de transformación de energía, o acumulativamente, es decir los costos se van acumulando a lo largo de los diversos procesos presentes en un sistema. El costo exergético unitario se expresa como el inverso de la eficiencia, como se muestra en la ec. (5); en ese sentido, el objetivo de la optimización energética de un sistema debe estar dirigido a minimizar el costo exergético unitario de sus procesos. Adicionalmente, el costo exergético acumulado es obtenido a partir de la ec. (6) [39].

$$k = \frac{F}{P} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$k_P P = k_F F \quad (6)$$

donde,

k_P es el costo exergético unitario del producto (*Product*),

k_F es el costo exergético unitario del recurso (*Fuel*),

F hace referencia al recurso (*Fuel*) del proceso,

P hace referencia al producto (*Product*) del proceso,

Por otro lado, considerando aspectos financieros, se tiene que el análisis de los costos económicos de producción es realizado mediante la ec. (7).

$$c_P P = c_F F + Z \quad (7)$$

donde,

c_P es el costo económico por unidad de exergía del producto (*Product*),

c_F es el costo económico por unidad de exergía del recurso (*Fuel*),

Z factor de retorno de inversión.

En las estructuras productivas, se tiene que: i) en las unidades disipativas o productivas (rectángulos), los costos exergéticos y económicos aumentan por causa de las irreversibilidades, ii) en las uniones (rombos), los costos varían de acuerdo con los flujos de exergía de entrada y de salida, de acuerdo con el balance de costos mostrado en la ec. (8), y iii) en las bifurcaciones (círculos), los costos exergéticos y económicos del flujo de exergía distribuidos a las unidades productivas, se conservan.

$$\sum (c_i \dot{E}_i)_{in} = \sum (c_j \dot{E}_j)_{out} \quad (8)$$

Finalmente, para determinar los costos de producción de un sistema energético, se requiere definir el costo de los recursos externos que emplea el sistema para su operación, los cuales para el caso mostrado en la Fig. 6, corresponden a los flujos de exergía \dot{E}_1 y \dot{E}_2 . Así, partiendo del conocimiento del costo económico de estos dos recursos, se tiene el modelo termoeconómico mostrado en la Tabla 3.

Tabla 3. Modelo termoeconómico de un sistema.

Componente	Modelo termoeconómico
Subsistema A	$c_2 \dot{E}_2 = c_{(3-1)} (\dot{E}_3 - \dot{E}_1)$
Unión	$c_{(3-1)} (\dot{E}_3 - \dot{E}_1) + c_1 \dot{E}_1 = c_{(3)} \dot{E}_3$
Bifurcación	$c_3 \dot{E}_3 = c_5 \dot{E}_5 = c_{(3-5)} (\dot{E}_3 - \dot{E}_5)$
Subsistema B	$c_{(3-1)} (\dot{E}_3 - \dot{E}_1) = c_4 \dot{E}_4$

3.1 Análisis termoeconómico del ciclo de cogeneración de referencia

El ciclo de cogeneración de referencia es una planta de la industria azucarera localizada en la región tropical de Latinoamérica. Cuenta con un proceso de obtención de azúcar y etanol a partir de la caña de azúcar, el cual tiene la capacidad de procesar hasta 665 toneladas de caña por hora. Durante la transformación de la caña, en etapa de molienda, se obtiene como residuo el bagazo, el cual es utilizado como fuente de energía del ciclo. Este insumo, cuyas características se muestran en la Tabla 4, es quemado en un conjunto de generadores de vapor.

Tabla 4. Propiedades del bagazo de caña.

Propiedad	Valor
Humedad (% en masa) [%]	51,00
Carbono [%]	23,41
Hidrógeno [%]	3,24
Oxígeno [%]	21,47
Azufre [%]	0,00
Cenizas [%]	0,88
Poder calorífico inferior (PCI) [kJ/kg]	7400,00

La operación de las plantas de cogeneración del sector azucarero generalmente consiste en quemar todo el bagazo proveniente de la etapa de molienda de la caña de azúcar, para generar el vapor demandado por el proceso productivo de azúcar y etanol, y garantizar la generación de energía eléctrica. Sin embargo, la cosecha de la caña en algunas regiones, como la estudiada en el presente trabajo, no se presenta a continuamente a lo largo de todo el año, sino que, por el contrario, se da por un período de tiempo de aproximadamente 251 días, entre los meses de abril y diciembre. Así, dado que entre los meses de enero y abril no hay cosecha sino siembra de caña, la industria azucarera se ve en la obligación de detener su operación. La Fig. 8a presenta la estrategia de operación del ciclo de cogeneración de referencia.

Mediante este trabajo se propone integrar la energía solar térmica a la operación de la planta, aprovechando este recurso energético con el fin de reducir la demanda de bagazo del ciclo durante el período de cosecha, almacenar el bagazo excedente y utilizarlo durante la temporada de siembra, tal y como se muestra en la Fig. 8b, donde la franja superior representa la contribución de la energía solar térmica. Además, se propone que durante la temporada de siembra la generación de potencia sea reducida, ya que, al no tenerse caña para procesar, no se cogeneraría, y por lo tanto algunos equipos (principalmente turbinas dedicadas a la cogeneración) saldrían de operación.

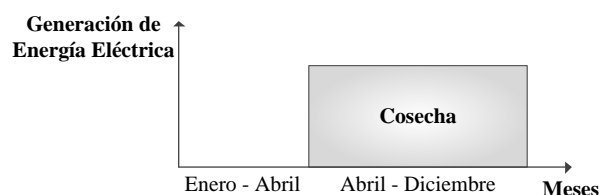


Fig. 8a.

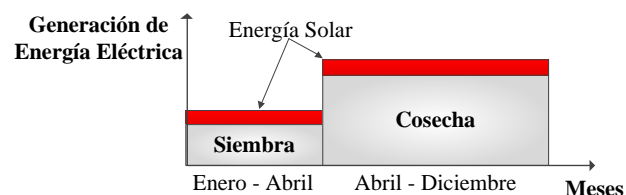


Fig. 8b.

Fig. 8. Esquema operacional. a. ciclo de cogeneración, b. propuesto.

A continuación, se presenta el desarrollo del análisis termoeconómico del ciclo de cogeneración de referencia.

3.1.1 Estructura física.

El ciclo de cogeneración de referencia cuenta con un conjunto de turbinas de baja y alta presión, mediante las cuales se obtiene la energía eléctrica de exportación y de consumo

interno. Además, cuenta con un conjunto de bombas, así como con un desgasificador (calentador desaireador), mediante el cual los gases no condensables son eliminados, y el agua de alimentación de los generadores de vapor es almacenado y precalentado. A continuación, la Fig. 9 presenta la estructura física simplificada de la planta de referencia y los diferentes estados termodinámicos presentes en el ciclo. La Tabla 5 muestra los parámetros de operación.

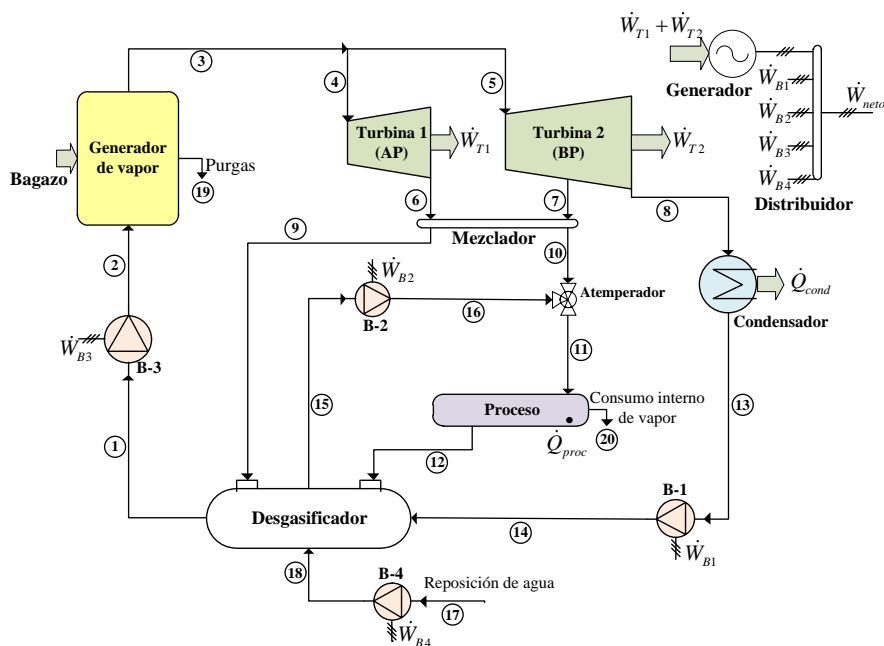


Fig. 9. Estructura física simplificada del ciclo de cogeneración de referencia.

Tabla 5. Parámetros de operación del ciclo de referencia.

Parámetros de operación	
Procesamiento de caña [t/h]	654,00
Producción de bagazo [$\text{kg}_{\text{bag}}/\text{t}_{\text{caña}}$]	280,00
Consumo de vapor de proceso [$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{t}_{\text{caña}}$]	445,00
Consumo de energía eléctrica en el proceso [$\text{kWh}/\text{t}_{\text{caña}}$]	12,00
Consumo de energía mecánica en el proceso [$\text{kWh}/\text{t}_{\text{caña}}$]	16,00
Generación de vapor [kg/s]	111,00
Temperatura de generación de vapor [$^{\circ}\text{C}$]	520,00
Presión de generación de vapor [kPa]	6674,00
Presión de extracción [kPa]	250,00
Presión de condensación [kPa]	9,60
Presión de retorno del condensado [kPa]	500,00
Presión del agua de alimentación de los generadores de vapor [kPa]	220,00
Eficiencia térmica de los generadores de vapor [%]	88,40
Eficiencia isentrópica de las turbinas [%]	85,00
Eficiencia isentrópica de las bombas [%]	80,00
Eficiencia de los generadores eléctricos [%]	95,00

Los parámetros de operación del ciclo de referencia planta muestran que las turbinas de alta presión expanden el vapor hasta 250 kPa, mientras que la unidad de baja presión lo hace hasta 10 kPa aproximadamente. Adicionalmente, se estima que el consumo de energía eléctrica de las torres de enfriamiento equivale al 13,6% del calor disipado en el condensador. Por otro lado, entre las características operacionales del proceso productivo de azúcar y etanol se tiene que, por cada tonelada de caña procesada, se generan 280 kg de bagazo, y se estima que el 15% del vapor recibido en el proceso productivo debe ser posteriormente repuesto a través de un ciclo de reposición de agua.

El modelado de la estructura física de la planta, mostrada en la Fig. 9, se lleva a cabo a partir de los análisis de energía y exergía del sistema. Para ello, el funcionamiento de cada uno de los componentes del ciclo es analizado y modelado individualmente a través del *software Engineering Equation Solver* (EES), considerando condiciones de operación en régimen permanente. La Tabla 6 presenta los balances de exergía de cada uno de los equipos que integran el sistema y para el ciclo de cogeneración de referencia presentado en la Fig. 9.

Tabla 6. Análisis de exergía de los componentes del ciclo de referencia

Componente	Balance de exergía
Generador de vapor	$\dot{E}_{D_{GV}} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_{bag}$
Bombas	$\dot{E}_{D_B} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{W}_B$
Turbinas	$\dot{E}_{D_T} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{W}_T$
Desgasificador	$\dot{E}_{D_{DG}} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$
Atemperador	$\dot{E}_{D_{AT}} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$
Proceso	$\dot{E}_{D_{proc}} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{Q_{proc}}$
Condensador	$\dot{E}_{D_{cond}} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{Q_{cond}}$
Ciclo	$\dot{E}_{D_{ciclo}} = \sum \dot{E}_{D_{componentes}}$

Los subíndices *GV*, *B*, *T*, *DG*, *AT*, *proc* y *cond* hacen referencia a los dispositivos del ciclo: generador de vapor, bomba, turbina, desgasificador, atemperador, proceso y condensador, respectivamente. Mientras que los subíndices *D*, *in* y *out* hacen referencia a la tasa de exergía destruida, de entrada y de salida de cada uno de los dispositivos, respectivamente.

\dot{E}_Q hace referencia al flujo de exergía debido a un flujo de calor \dot{Q} a una temperatura *T*, y es calculado a partir de la ec. (9) [60].

$$\dot{E}_Q = (1 - \frac{T_0}{T})\dot{Q} \quad (9)$$

\dot{E}_{bag} hace referencia a la exergía química del bagazo, y es calculada a partir de la ec. (10).

$$\dot{E}_{bag} = \dot{m}_{bag} e_{bag}^{ch} \quad (10)$$

siendo e_{bag}^{ch} la exergía química específica del bagazo y es calculada por la ec. (11) [61], la cual fue propuesta para calcular la exergía química de combustibles sólidos.

$$e_{bag}^{ch} = (PCI + L_{zw}) \beta + (e_S^{ch} - PCI_S) z_S + e_A^{ch} z_A + e_W^{ch} z_W \quad (11)$$

donde L es la entalpía de vaporización del agua, z_w , z_s y z_A son las fracciones másicas de agua, azufre y cenizas presentes en el combustible respectivamente. Por otro lado, la tasa de exergía química estándar para compuestos sólidos, β , es calculada mediante la ec. (12) [61].

$$\beta = \frac{1,0414 + 0,0177(z_H / z_C) - 0,3328(z_O / z_C)[1 + 0,0537(z_H / z_C)]}{1 - 0,4021(z_O / z_C)} \quad (12)$$

donde z_H , z_C y z_O son las fracciones másicas de hidrógeno, carbono y oxígeno presentes en el combustible respectivamente.

Las propiedades termodinámicas de cada uno de los estados del ciclo de cogeneración de referencia se presentan en la Tabla 16, en el Apéndice 1.

3.1.2 Modelo Fuel – Product.

El modelo *Fuel – Product* representa el propósito productivo, en términos de exergía, de cada uno de los componentes de un sistema energético y del sistema mismo [39]. Este modelo se basa en la identificación de los recursos exergéticos consumidos por cada componente – *Fuel*, y los productos, en términos de exergía, resultantes de su operación – *Product*. La Tabla 7 presenta el modelo *Fuel – Product* de cada uno de los componentes de la planta de referencia, considerando también sus respectivos flujos de entrada y salida de exergía. Es necesario destacar que los recursos consumidos no necesariamente equivalen a los flujos de entrada de cada componente y, de la misma forma, los productos no necesariamente equivalen a los flujos de salida. Esto se debe a que, el modelo *Fuel – Product* busca caracterizar productivamente la operación de cada uno de los equipos que integran un sistema energético.

El condensador, al ser un elemento disipador de calor, se encarga de llevar el fluido de trabajo a estados termodinámicos adecuados para garantizar la correcta operación de los demás equipos del sistema. Esto se logra a través de la reducción de la entropía, la cual es definida como el producto de la operación del condensador [54]. Desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica, la generación de entropía representa la destrucción de exergía de un sistema, por lo que su reducción puede relacionarse con la exergía [62]. Es por esto que este producto de la operación del condensador, debe ser considerado en la operación de cada uno de los componentes generadores de entropía del sistema, de acuerdo con su tasa de destrucción de exergía [62–64].

La eficiencia exergética de los componentes de un sistema puede obtenerse a partir de la relación *Product/Fuel* [39]. Así, la Tabla 8 presenta la eficiencia exergética o de segunda ley de cada uno de los equipos que la integran.

Tabla 7. Modelo Fuel – Product de la planta de cogeneración de referencia.

Componente	Entradas	Salidas	Fuel	Product	Pérdidas
Generador de vapor	$\dot{E}_{bag} + \dot{E}_2$	$\dot{E}_3 + \dot{E}_{19}$	\dot{E}_{bag}	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	\dot{E}_{19}
Turbina 1	\dot{E}_4	$\dot{W}_{T1} + \dot{E}_6$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_6$	\dot{W}_{T1}	-
Turbina 2	\dot{E}_5	$\dot{W}_{T2} + \dot{E}_7 + \dot{E}_8$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	\dot{W}_{T2}	-
Proceso	\dot{E}_{11}	$\dot{E}_{Q_{proc}} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{20}$	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{Q_{proc}}$	\dot{E}_{20}
Condensador	\dot{E}_8	$\dot{E}_{Q_{cond}} + \dot{E}_{13}$	$\dot{E}_8 - \dot{E}_{13}$	$\dot{m}T_0(s_8 - s_{13})$	$\dot{E}_{Q_{cond}}$
Bomba 1	$\dot{E}_{13} + \dot{W}_{B1}$	\dot{E}_{14}	\dot{W}_{B1}	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}$	-
Bomba 2	$\dot{E}_{15} + \dot{W}_{B2}$	\dot{E}_{16}	\dot{W}_{B2}	$\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$	-
Bomba 3	$\dot{E}_1 + \dot{W}_{B3}$	\dot{E}_2	\dot{W}_{B3}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	-
Bomba 4	$\dot{E}_{17} + \dot{W}_{B4}$	\dot{E}_{18}	\dot{W}_{B4}	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$	-
Desgasificador	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{15}$	-
Atemperador	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16}$	\dot{E}_{11}	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16}$	\dot{E}_{11}	-
Mezclador	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{10}$	-
Generador	$\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2}$	\dot{W}_e	$\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2}$	\dot{W}_e	-
Distribuidor	\dot{W}_e	$\sum \dot{W}_B + \dot{W}_{net}$	\dot{W}_e	$\sum \dot{W}_B + \dot{W}_{net}$	-

Tabla 8. Eficiencia exergética de cada componente de la planta.

Componente	Eficiencia exergética
Generadores de vapor	$\varepsilon_{GV} = \frac{\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}}{\dot{E}_{bag}}$
Bombas	$\varepsilon_B = \frac{\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}}{\dot{W}_B}$
Turbinas	$\varepsilon_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}$
Desgasificador	$\varepsilon_{DG} = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}}$
Atemperador	$\varepsilon_{AT} = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}}$
Proceso	$\varepsilon_{proc} = \frac{\dot{E}_{Q_{proc}}}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}$
Condensador	$\varepsilon_{cond} = \frac{\dot{m}T_0(s_{in} - s_{out})}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}$
Ciclo	$\varepsilon_{ciclo} = \frac{\sum \dot{W}_T - \sum \dot{W}_B - \sum \dot{W}_{aux} + \dot{E}_{Q_{proc}}}{\dot{E}_{bag}}$

$\sum \dot{W}_{aux}$ hace referencia a la potencia consumida por los equipos auxiliares de la planta, como sistemas de ventilación en el generador de vapor y en las torres de enfriamiento.

3.1.3 Estructura productiva.

A partir de la estructura física de la planta de cogeneración de referencia, se aprecia que el vapor generado no sigue una única trayectoria a través del ciclo, sino que, por el contrario, debe separarse y realizar diferentes recorridos para satisfacer las demandas energéticas de cada uno de los componentes del sistema. Así, se identifica que cada una de estas trayectorias tiene un objetivo en términos de producción, por lo que la operación de la planta se puede desagregar en una serie de subciclos productivos. Este proceso de desagregación permite detallar el proceso de transformación de la energía y exergía al interior de la planta, y precisar el proceso de formación de costos de producción de cada uno de los productos internos y externos del ciclo. A partir del modelo *Fuel – Product* y la interconexión física de cada uno de los componentes del sistema, se identifican cuatro subciclos principales y tres secundarios:

Subciclos principales:

1. Ciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso,
2. Ciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso,
3. Ciclo de condensación,
4. Ciclo de desgasificación.

Subciclos secundarios:

5. Ciclo de atemperación,
6. Ciclo de reposición de vapor de proceso,
7. Ciclo de reposición de vapor de purgas.

A continuación, se presentan las estructuras físicas y productivas de cada uno de los subciclos identificados:

• Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso

La Fig. 10 presenta la estructura física de este subciclo. Allí se puede apreciar que una fracción del vapor (\dot{m}_{cogenQ}) sigue el ciclo descrito para generar una parte del calor y la potencia producto de la operación de la planta. Esta parte es equivalente a la fracción total del vapor que circula por este subciclo.

La Fig. 11 presenta la estructura productiva de este subciclo, la cual es obtenida a partir del modelo *Fuel-Product* de cada uno de los dispositivos que lo conforman. En esta se puede apreciar que el recurso (*Fuel*) del generador de vapor es una fracción de la exergía proveniente del bagazo, mientras que su producto es el incremento de la exergía del flujo másico de vapor que circula por este subciclo. Parte de este producto es empleado como recurso en las turbinas 1 y 2 para la generación de potencia, por lo que estos dos flujos de exergía (el producido por los generadores de vapor y el empleado como recurso por las turbinas) deben estar relacionados entre sí mediante una bifurcación.

Adicional a lo anterior, se tiene también que parte del producto interno del generador de vapor es empleado como recurso exergético en el atemperador y en el proceso, tal como se muestra en la Fig. 11. A pesar de que esto no se evidencia claramente en la estructura física, la estructura productiva permite identificar que el generador de vapor aumenta la exergía del fluido de trabajo no únicamente para generar potencia en las turbinas, sino también para garantizar la exergía requerida en los procesos de atemperación y de producción de azúcar y etanol. Así, a partir de los recursos y los productos internos de cada uno de los dispositivos de este subciclo, se determina como estos se relacionan productivamente entre sí, permitiendo obtener la estructura productiva mostrada en la Fig. 11.

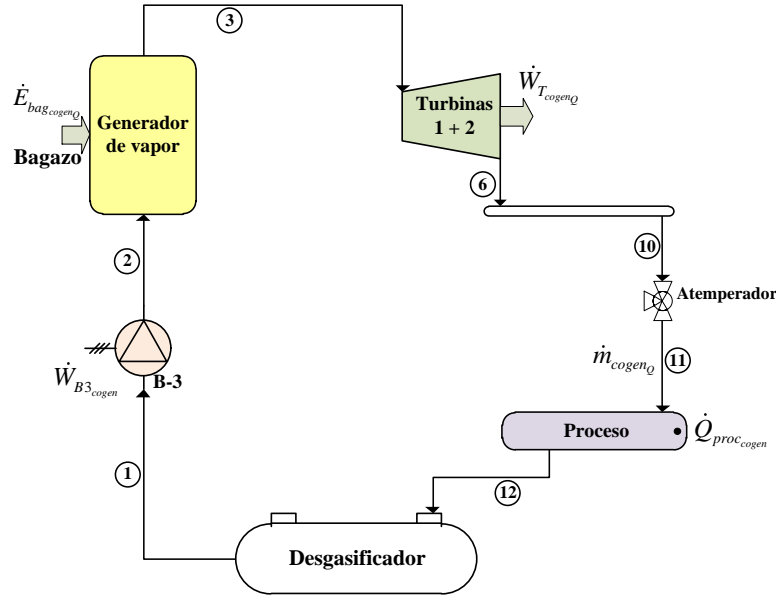


Fig. 10. Estructura física – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso.

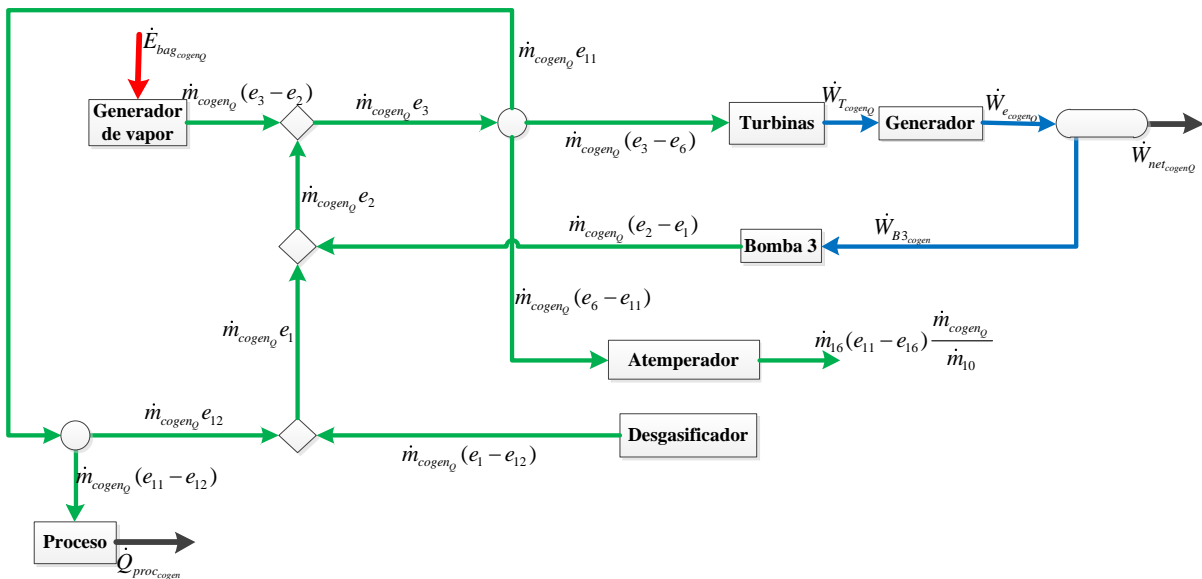


Fig. 11. Estructura productiva - Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso.

- **Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso**

La Fig. 12 presenta la estructura física de este subciclo. Allí se observa que una fracción del vapor (\dot{m}_{cogenv}) sigue el ciclo descrito para generar una parte de la potencia eléctrica total producida en la planta y el vapor consumido en el proceso, el cual debe ser recuperado mediante un circuito de reposición de agua. De la Fig. 9 se puede apreciar que el vapor consumido por el proceso (\dot{m}_{cogenv}) se obtiene del flujo másico del estado 11, el cual proviene de la unión de los flujos de los estados 10 y 16. En ese sentido, el flujo \dot{m}_{cogenv} es estimado como la fracción de \dot{m}_{20} que proviene del estado 10, tal como se presenta en la ec. (13).

$$\dot{m}_{cogenv} = \dot{m}_{20} \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{11}} \quad (13)$$

La Fig. 13 presenta la estructura productiva de este subciclo y se evidencian los vínculos productivos entre los elementos que lo componen. En esta figura se puede apreciar que el recurso (*Fuel*) es una fracción de la exergía del bagazo, y que este es empleado para aumentar la exergía del vapor que circula por este subciclo, y posteriormente generar una parte de la potencia producida en la planta y el vapor que se consume en el proceso ($\dot{m}_{cogenv} e_{11}$). En la estructura productiva, se evidencia la aparición del término $\dot{m}_{W_{Purgas} e_{19}}$, el cual proviene del subciclo de reposición de purgas, y cuya razón de ser es explicada posteriormente en la descripción de este subciclo secundario.

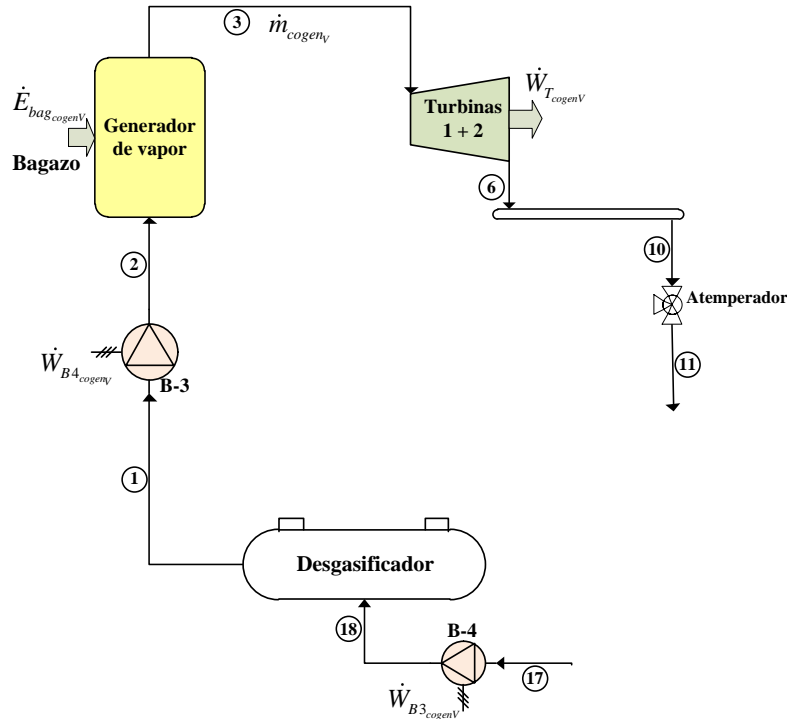


Fig. 12. Estructura física – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.

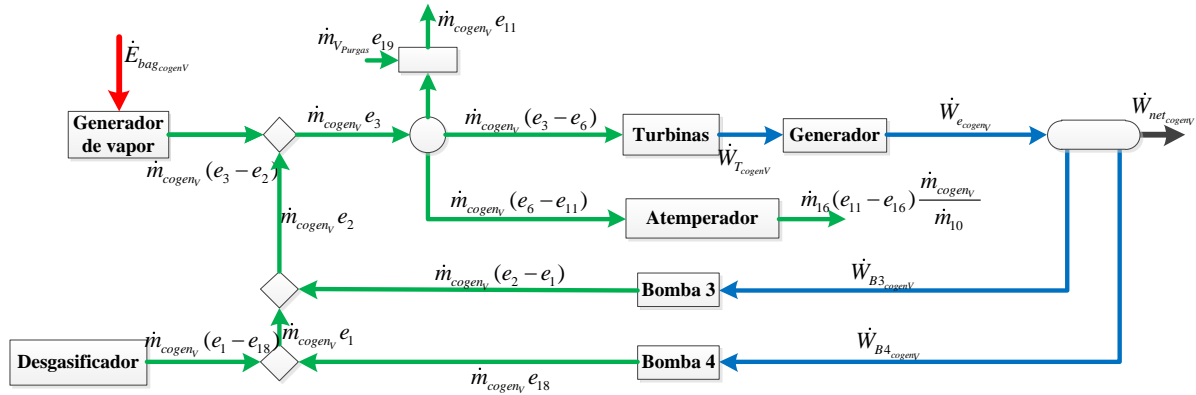


Fig. 13. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.

- **Subciclo de condensación**

La Fig. 14 presenta la estructura física de este subciclo, el cual es recorrido por una fracción de vapor (\dot{m}_{cond}) con el objetivo de generar, mediante la turbina 2, una parte de la potencia eléctrica total producida en la planta.

La Fig. 15 presenta la estructura productiva de este subciclo, donde se establece la reducción de la entropía del fluido de trabajo como el producto de la operación del condensador. Esta reducción de entropía es distribuida como recurso (*Fuel*) a los demás dispositivos del subciclo a través de una bifurcación, en la proporción en que estos contribuyan con el aumento de entropía del fluido de trabajo.

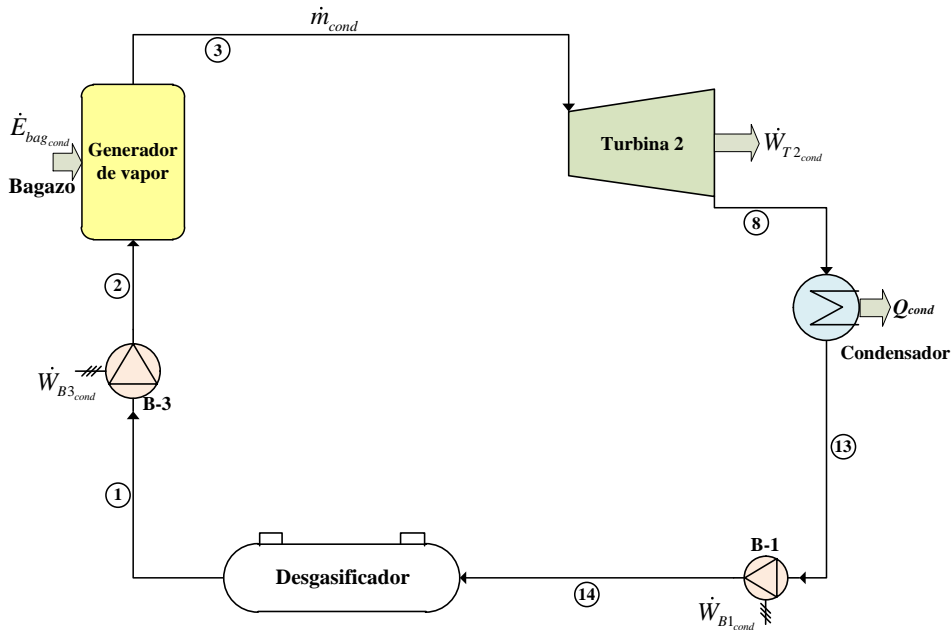


Fig. 14. Estructura física – Subciclo de condensación

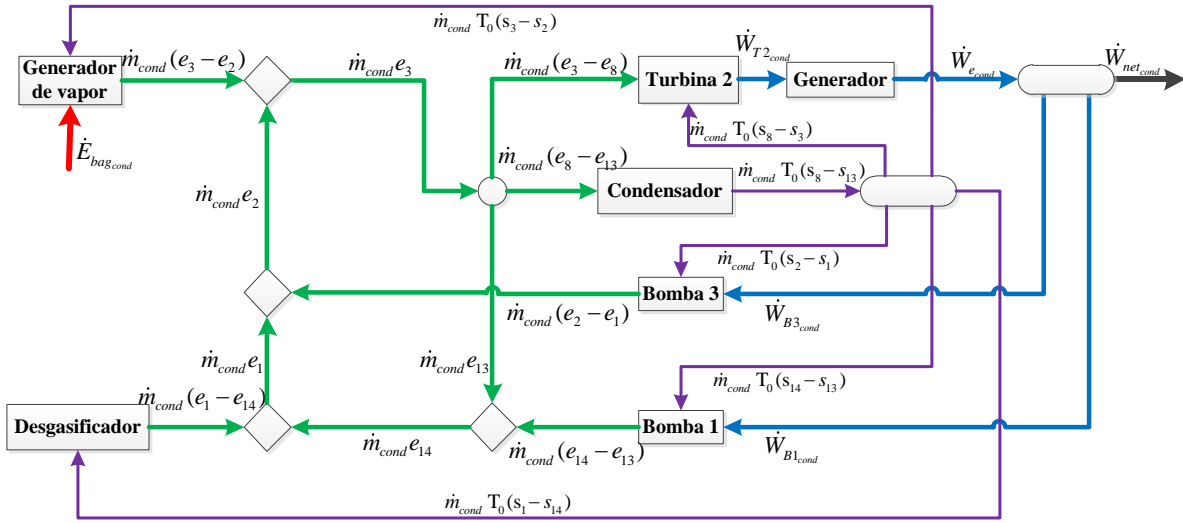


Fig. 15. Estructura productiva – Subciclo de condensación.

- **Subciclo de desgasificación**

La Fig. 16 presenta la estructura física de este subciclo, mientras que la Fig. 17 presenta su estructura productiva. La importancia de este subciclo radica en que, además de la generación parcial de potencia, en este subciclo se produce el recurso exergético requerido para realizar el proceso de desgasificación, e incrementar, mediante el paso del flujo \dot{m}_{DG} por el desgasificador, la exergía de los flujos másicos que pasan por este dispositivo. Así, en la estructura productiva se identifica que el producto del desgasificador (calentador desaireador) es el término $prod_{desgasificador}$, el cual es equivalente a la sumatoria de las ganancias netas de exergía de los flujos másicos que circulan a través de este dispositivo, en los otros subciclos productivos.

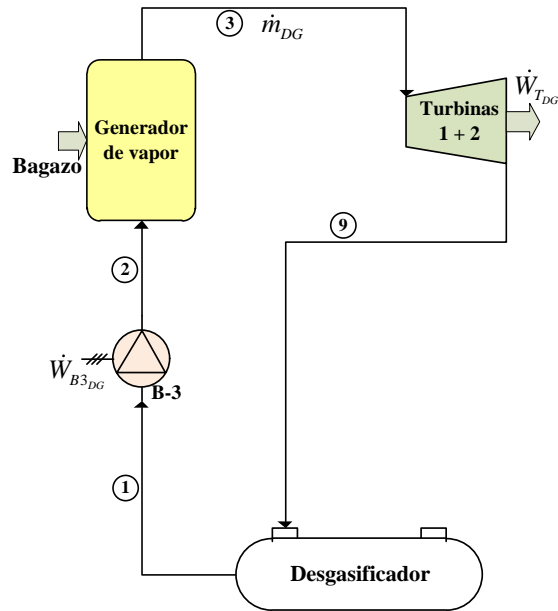


Fig. 16. Estructura física – Subciclo de desgasificación.

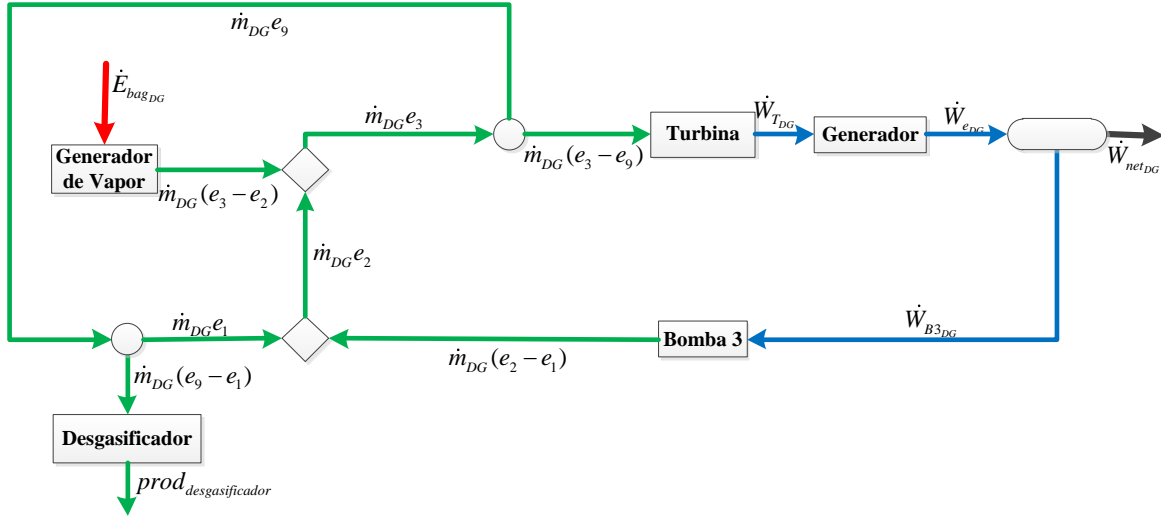


Fig. 17. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación.

• Subciclos secundarios

Los subciclos secundarios son aquellos que no tienen una participación directa en la generación de los productos externos de la planta de cogeneración, pero que deben ser analizados ya que proveen los recursos exergéticos necesarios para garantizar la correcta operación y funcionamiento de los subciclos principales. Estos subciclos secundarios tienen el objetivo de, primero, garantizar que el fluido de trabajo tenga el nivel exergético requerido por el proceso de obtención de azúcar y alcohol de la planta, y segundo, la reposición del agua consumida por el proceso y la eliminada por las purgas en los generadores de vapor. A continuación, se presentan las estructuras físicas y productivas de cada uno de los subciclos secundarios:

- Subciclo de atemperación

La Fig. 18a presenta la estructura física de este subciclo, y la Fig. 18b su estructura productiva. La función de este subciclo es proveer el recurso exergético necesario para realizar el proceso de atemperación del vapor empleado en el proceso de obtención de azúcar y alcohol.

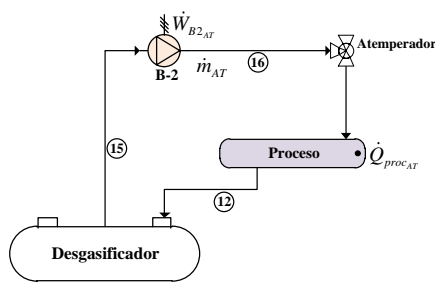


Fig. 18a.

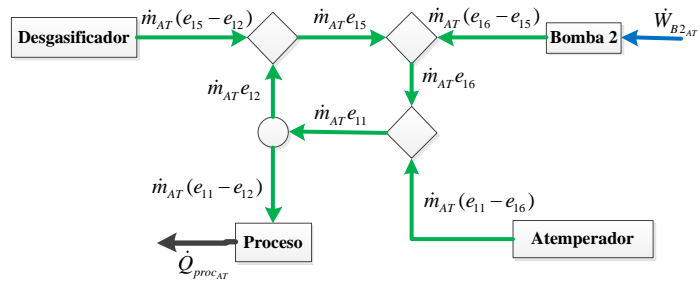


Fig. 18b.

Fig. 18. Subciclo de atemperación. a. estructura física. b. estructura productiva.

- Subciclo de reposición de vapor de proceso

La Fig. 19 presenta las estructuras física y productiva de este subciclo, cuyo objetivo es reponer una fracción del vapor consumido por el proceso de fabricación de azúcar y alcohol (\dot{m}_{VProc}). Así como en el subciclo de cogeneración, con generación de trabajo y vapor de proceso, el flujo \dot{m}_{VProc} es estimado como la fracción de \dot{m}_{20} que proviene del estado 16, tal como se presenta en la ec. (14).

$$\dot{m}_{VProc} = \dot{m}_{20} \frac{\dot{m}_{16}}{\dot{m}_{11}} \quad (14)$$

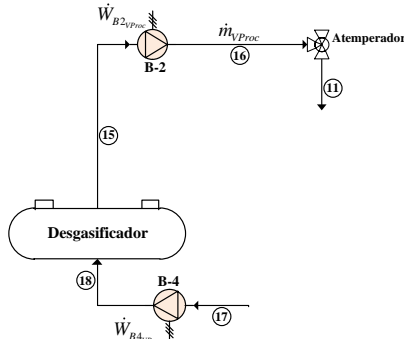


Fig. 19a.

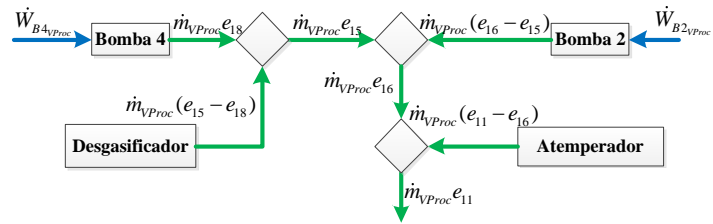


Fig. 19b.

Fig. 19. Subciclo de reposición de vapor de proceso. a. estructura física, b. estructura productiva.

- Subciclo de reposición de purgas

Este subciclo surge a partir de la necesidad de eliminar sales e impurezas del fluido de trabajo para garantizar las condiciones adecuadas para su circulación en el sistema. Así, considerando que estas sales e impurezas surgen por la constante reposición del vapor consumido en el proceso, el costo asociado a la reposición de las purgas es cargado al costo de generación de vapor de proceso. Es decir, el costo del producto $\dot{m}_{VPurgas} e_{19}$ es sumado al vapor consumido en el proceso. La Fig. 20 presenta las estructuras física y productiva de este subciclo.

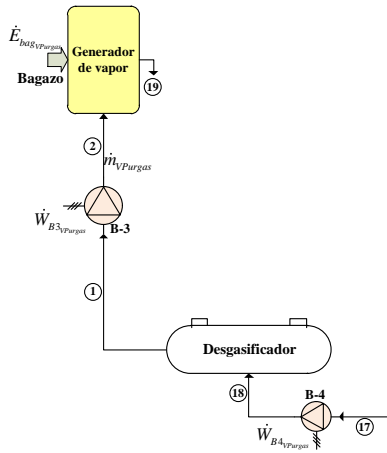


Fig. 20a.

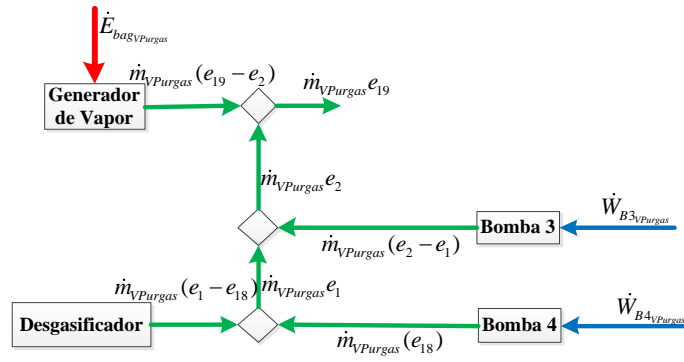


Fig. 20b.

Fig. 20. Subciclo de reposición de purgas. a. estructura física, b. estructura productiva

3.2 Integración de energía solar térmica

La hibridación, es decir, el uso de energía solar térmica en la planta de cogeneración de referencia debe estar encaminada a mejorar el desempeño energético de uno o varios procesos internos del sistema, y a acrecentar el rendimiento beneficios económico de la planta, puesto que así el aprovechamiento de este recurso libre y gratuito se torna una alternativa de inversión llamativa. Así, las opciones más viables para realizar la inclusión del sistema de recolección de energía solar térmica estarán dadas por los resultados del análisis termoeconómico de la planta de cogeneración de referencia.

En el presente trabajo, considerando que se precisa satisfacer requerimientos energéticos significativos al interior de la planta y que el costo de inversión es un factor clave para evaluar el impacto termoeconómico de la hibridación del ciclo, se propone emplear colectores solares lineal Fresnel, puesto que son considerados como una de las tecnologías de concentración más económicas, debido a su diseño sencillo y de bajo costo [68,69]. Además, este tipo de colectores presentan un desarrollo con un alto grado de madurez y son considerados como una de las tecnologías más prometedoras para su implementación a nivel mundial [23].

3.2.1 Características de los colectores solares.

El dimensionamiento de los sistemas de recolección de energía solar térmica se realiza considerando módulos comerciales que presentan ventajas constructivas y ambientales tales como [70]:

- Reducción significativa de uso de materiales a comparación con otros tipos de tecnologías,
- Automatización significativa en la fabricación de los componentes principales de los colectores,
- Bajos costos de construcción,
- Montaje simple y rápido,
- Uso de materiales comunes,
- Bajo uso de agua durante la construcción y mantenimiento,
- Alto rendimiento en el uso de suelo,
- Generación de vapor directa, sin necesidad de usar aceite térmico,
- Bajo impacto visual, baja susceptibilidad al viento dada la baja altura de los espejos.

Se opta por emplear una configuración comercial de 16 hileras paralelas de espejos planos, destinados a enfocar la radiación solar al receptor lineal. El agua que circula por el receptor puede alcanzar una temperatura de hasta 285 °C a una presión de 7000 kPa. Esta tecnología cuenta con una serie de elementos tales como estructuras de soporte, reflectores primarios, receptor de radiación y sistema de rastreo, cuyas características dimensionales y técnicas se muestran a continuación en la Tabla 9 y la Fig. 22.

Tabla 9. Especificaciones técnicas y geométricas de los colectores solares [70].

Geometría	Valor
Ancho (a) [m]	16,56
Largo (b) [m]	44,80
Distancia focal (c) [m]	7,40
Altura de los reflectores (d) [m]	0,75 – 1,05 (encima del suelo)
Distancia mínima entre líneas paralelas [m]	4,50
Superficie de los reflectores primarios [m ²]	513,60
Orientación	± 20° (eje norte – sur)
Largo mínimo de línea	5 módulos (224 m)
Largo máximo de línea	22 módulos (985,6 m)

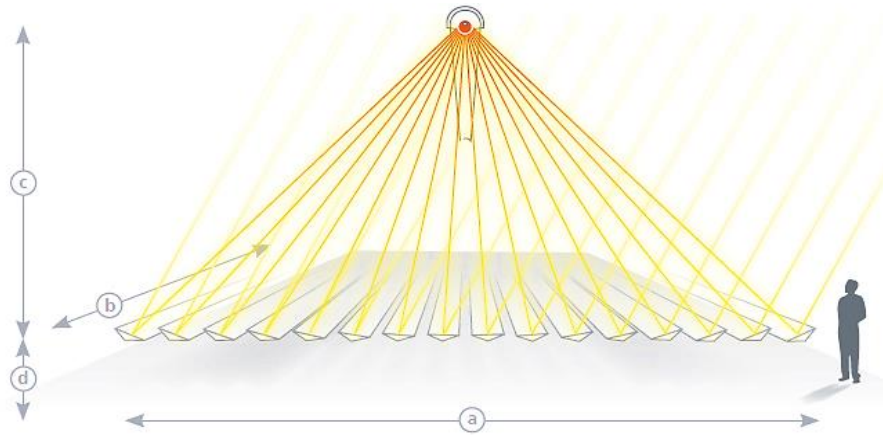


Fig. 22. Características dimensionales de los colectores solares [70].

3.2.2 Dimensionamiento y modelado del campo de concentradores solares.

El dimensionamiento y modelado del sistema de concentración de energía solar térmica es realizado con base en la información comercial y los datos de radiación del lugar donde se ubica la planta de referencia. Este procedimiento se realiza para condiciones de operación pico, es decir, considerando condiciones de Radiación Directa Normal (DNI) y eficiencia óptica máximas, con el fin de evitar un sobredimensionamiento del campo de concentración solar. Los valores pico de estos parámetros corresponden a 900 W/m² para la radiación, y 67% para la eficiencia óptica [71]. El área de reflexión del sistema de recolección de energía solar térmica es calculada a partir de la ec. (15).

$$\dot{Q}_{dis} = A_{CS} (DNI_{dis} \eta_{opt} - TL) \quad (15)$$

donde,

el subíndice *dis* hace referencia a las condiciones de diseño o dimensionamiento de los paneles solares,

\dot{Q}_{dis} representa el calor suministrado por el campo de concentración solar al fluido de trabajo en condiciones de diseño,

DNI_{dis} representa la radiación en condiciones de diseño, es decir 900 W/m²,

η_{opt} es la eficiencia óptica de los colectores solares en condiciones de diseño, es decir 67%,

TL son las pérdidas térmicas por metro cuadrado de los reflectores, y pueden ser calculadas a partir de la ec. (16) [70].

$$TL = u_0 \Delta T + u_1 (\Delta T)^2 \quad (16)$$

siendo,

ΔT la diferencia entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente,

u_0 y u_1 los coeficientes de pérdida de calor, equivalentes a 0,056 W/m²K y 0,000213 W/m²K², respectivamente [70].

3.2.3 Análisis termoeconómico de la hibridación.

El análisis termoeconómico de las propuestas de hibridación se realiza con base en los modelos de desagregación del ciclo de cogeneración de referencia, y considerando los efectos de la integración de los sistemas de recolección de energía solar térmica. Para ello, se establece el modelo *Fuel – Product* de los colectores solares, mostrado en la Tabla 10.

Tabla 10. Modelo *Fuel – Product* del sistema de recolección de energía solar térmica.

	Componente	<i>Fuel</i>	<i>Product</i>
1	Colectores solares	\dot{E}_{solar}	$\dot{m}(e_{out} - e_{in})$

donde, \dot{E}_{solar} es la exergía de la radiación solar, en condiciones operacionales de diseño, y es calculada a partir de la ec. (17) [4,72].

$$\dot{E}_{solar} = \dot{Q}_{dis} \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_0}{T_{sol}} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_0}{T_{sol}} \right)^4 \right] \quad (17)$$

El subíndice *dis* hace referencia a las condiciones operacionales de diseño, y el término T_{sol} es la temperatura del sol, propuesta como 6000 K [1,13,27].

Para el desarrollo del análisis termoeconómico de las propuestas de hibridación, se considera que la energía solar térmica es un recurso gratuito, es decir, presenta un costo económico equivalente a 0 USD/kW, puesto que, al ser una fuente de energía libre, su disponibilidad no representa sobre costos en la operación de la planta. Así, únicamente se tienen en consideración los costos de inversión y mantenimiento asociados a la integración y operación del campo de colectores solares en el sistema de generación híbrido.

Los costos operacionales de la planta de cogeneración, tales como los gastos de inversión y mantenimiento de los equipos, no son evaluados en los modelos matemáticos del análisis, puesto que al tratarse de una planta que se encuentra actualmente en operación, se asume que estos rubros fueron previamente costeados durante su construcción y operación inicial. Por lo tanto, el efecto de estos gastos sobre los costos finales de producción es el mismo, tanto para la planta convencional, como para los casos híbridos analizados.

Los costos de inversión y mantenimiento del sistema de colectores solares son distribuidos en proporción a la tasa de aprovechamiento de exergía solar térmica de cada subciclo, considerando la vida útil del sistema y su factor de operación anual. Estos costos se estiman en 196 USD/m² para los colectores linear Fresnel [73,74]. Así, el factor de retorno de inversión, Z , calculado a partir de la ec. (18), es obtenido considerando un interés, i , del 7% anual, una vida útil, n , de 25 años y un factor de operación de al menos 5000 horas por año, valor equivalente al período típico de operación de la planta de referencia.

$$Z = I[\text{USD}] \frac{\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \left[\frac{1}{\text{año}} \right]}{5000 \left[\frac{h}{\text{año}} \right]} \quad (18)$$

4 RESULTADOS

Los resultados del análisis termoeconómico de la planta de cogeneración en régimen permanente muestran cómo una correcta desagregación del sistema permite revelar detalladamente el proceso físico de formación de los costos y, por lo tanto, priorizar los dispositivos a intervenir con miras a reducir los costos de producción del ciclo. Los resultados obtenidos presentan una distribución de costos completamente ligada a los fenómenos físicos involucrados en los procesos de producción de la planta. A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

4.1 Análisis termoeconómico de la planta de cogeneración

A partir de la sumatoria de los recursos (*Fuel*) de los generadores de vapor y de los productos finales de la planta, es decir, la exergía asociada a la energía eléctrica exportada, al calor y al vapor destinado al proceso, como se muestra en la Fig. 23, se tiene que la planta de referencia presenta una eficiencia exergética del 24 %. Esto indica que la planta consume aproximadamente 4 veces la exergía que produce, obteniéndose un costo exergético unitario promedio de producción de 4,17 MWh_{bag}/MWh_{producto}.

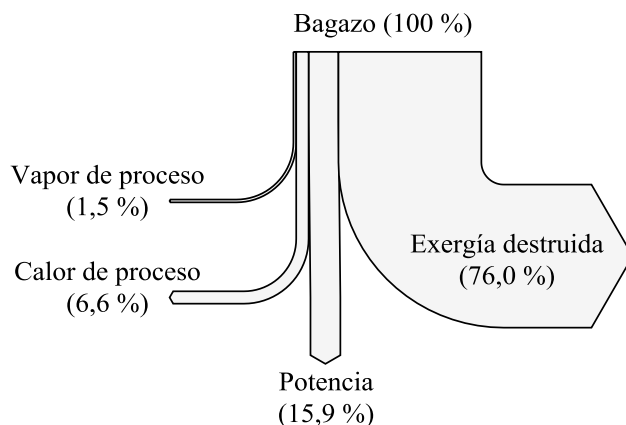


Fig. 23. Flujo de exergía del ciclo de cogeneración de referencia.

A continuación, de la Tabla 11 a la Tabla 14 se muestran los costos de cada *Fuel* y *Product* de los subciclos principales de la planta de cogeneración.

Tabla 11. Costos del ciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso

Componente		<i>Fuel</i> [kW]	Costo [USD/MWh]	<i>Product</i> [kW]	Costo [USD/MWh]
1	Generador de vapor	317717,00	2,69	93713,90	9,12
2	Turbinas	53616,50	9,16	47468,00	10,36
3	Generador	47468,00	10,36	45094,00	10,89
4	Bomba 3	582,80	10,89	491,70	12,92
5	Atemperador	1046,40	9,16	958,50	10,01
6	Proceso	39855,50	9,16	33088,00	11,05
7	Desgasificador	554,10	9,14	312,70	16,19

Tabla 12. Costos del ciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso.

Componente	Fuel [kW]	Costo [USD/MWh]	Product [kW]	Costo [USD/MWh]
1 Generador de vapor	56068,00	2,69	16537,80	9,12
2 Turbinas	9461,70	9,36	8377,00	10,56
3 Generador	8377,00	10,56	7958,00	11,12
4 Bomba 3	102,80	11,12	86,78	13,19
5 Bomba 4	9,12	11,12	7,30	13,90
6 Desgasificador	290,26	9,14	514,33	16,19
7 Atemperador	184,65	15,74	169,15	10,21

Tabla 13. Costos del ciclo de condensación

Componente	Fuel [kW] (Exergía)	Costo [USD/MWh] (Exergía)	Fuel [kW] (Entropía)	Costo [USD/MWh] (Entropía)	Product [kW]	Costo [USD/MWh]
1 Generador de vapor	113954,00	2,69	40127,60	0,69	33611,90	9,94
2 Turbina 2	31442,00	10,27	3938,30	0,69	27504,00	11,83
3 Generador	27504,00	11,83	-	-	26129,00	12,45
4 Condensador	3342,53	10,27	-	-	49828,80	0,69
5 Bomba 1	15,26	12,45	2,86	0,69	12,40	15,48
6 Bomba 3	209,00	12,45	32,66	0,69	176,40	14,88
7 Desgasificador	1743,15	9,14	5727,33	0,69	983,82	20,22

Tabla 14. Costos del ciclo de desgasificación.

Componente	Fuel [kW]	Costo [USD/MWh]	Product [kW]	Costo [USD/MWh]
1 Generador de vapor	26054,00	2,69	7684,80	9,12
2 Turbinas	4396,70	9,14	3892,00	10,33
3 Generador	3892,00	10,33	3698,00	10,86
4 Bomba 3	47,79	10,86	40,30	12,88
5 Desgasificador	3328,40	9,14	1879,00	16,19

Además, los productos presentaron un costo promedio de 11,23 USD/MWh, en base exergética, discriminados como se presenta a continuación:

- i. Generación de electricidad: 11,41 USD/MWh,
- ii. Consumo de calor en el proceso: 11,07 USD/MWh,
- iii. Consumo de vapor en producción de azúcar y alcohol: 1,72 USD/MWh.

Por otro lado, en los resultados se puede apreciar que el costo asociado a la generación de energía eléctrica varía para cada subciclo analizado. Por ejemplo, el ciclo de condensación presentó el mayor costo de producción: 12,45 USD/MWh, esto debido a que cuenta con la participación de la mayoría de los dispositivos del sistema, haciendo que el fluido de trabajo se vea afectado por una gran cantidad de irreversibilidades que afectan sensiblemente los costos de producción. Adicionalmente, este es el único subciclo que considera la operación del condensador, el cual, al ser un elemento disipativo, cuenta con una gran cantidad de irreversibilidades que causa un nuevo incremento de los costos de los productos de este ciclo.

Lo anterior indica que, en caso de que la planta quiera incrementar su producción de energía eléctrica, la mejor opción, desde un punto de vista económico, es aumentar el flujo de vapor en la turbina de alta presión, es decir, aumentar el flujo de vapor destinado a cogeneración, puesto que sus costos de producción resultaron ser los menores (10,89 USD/MWh). Esto, a su vez, generaría un aumento en el flujo de vapor destinado al proceso, por lo que se tendría que ampliar la producción de azúcar y alcohol, y, por lo tanto, esto generaría la necesidad de incrementar la capacidad de procesamiento de caña de la planta. Así, se evidencia como la información obtenida mediante la metodología de desagregación permite mejorar la toma de decisiones asociadas a cambios operacionales o de diseño de la planta, con base términos exergéticos y económicos.

Finalmente, los costos exergéticos asociados a la operación del desgasificador mostraron que este componente presenta una de las eficiencias más bajas del ciclo, 56 % aproximadamente. Este bajo rendimiento genera un aumento significativo en los costos exergéticos de los flujos másicos de agua/vapor de toda la planta, puesto que es un dispositivo que participa en la operación de todos los subciclos del sistema. Esto indica que, a pesar de que la intervención del desgasificador es importante para garantizar la correcta operación de la planta, es una fuente considerable de aumento de costos de producción, no solo debido a su baja eficiencia, sino también porque este dispositivo opera con vapor de alto valor exergético, el cual puede ser usado para generar potencia o proveer calor de proceso. Además, los resultados también permitieron identificar que el desgasificador no es utilizado únicamente para cumplir la función de desgasificar el fluido de trabajo, sino que indirectamente es empleado para calentar el agua de retorno del condensador, lo cual mejora el rendimiento de la planta, pero genera una caída en el rendimiento del equipo.

De esta forma, este dispositivo se torna en un objetivo estratégico a la hora de buscar alternativas de mejorar el rendimiento económico de la planta, puesto que una reducción en los costos exergéticos de sus productos permitiría obtener una mejora significativa de los costos de producción de todo el sistema. Así, se identifican cuatro alternativas de integración de la energía solar térmica:

1. Precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor, es decir, del flujo de agua de salida del desgasificador,
2. Generación de vapor para desgasificación,
3. Calentamiento del agua de condensado,
4. Calentamiento del agua de reposición.

Para las dos primeras alternativas, se propone el uso de tecnologías concentradoras de energía solar, ya que el precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor y la generación de vapor para desgasificación, presentan altos requerimientos energéticos que podrían ser cumplidos a través de la implementación de estas tecnologías. Por otro lado, considerando que las necesidades energéticas de las otras dos alternativas son menores, se

propone el uso de colectores solares del tipo no concentradores, los cuales presentan un menor costo de inversión en comparación con las tecnologías de concentración solar.

En el presente trabajo se evalúan las dos primeras alternativas, puesto que son las que requieren una mayor participación de la energía solar, y mediante las cuales se podría obtener un mayor impacto, en términos energéticos y económicos, sobre la operación de la planta.

4.2 Análisis termoeconómico de la hibridación de la planta

Los resultados del análisis termoeconómico de las propuestas de hibridación de la planta de cogeneración de referencia son obtenidos considerando tasas de producción constante, es decir, el ciclo de referencia es evaluado teniendo en cuenta la misma generación de potencia eléctrica, de calor y de vapor de proceso de la planta en el escenario inicial de operación. Adicionalmente, los colectores solares son analizados considerando condiciones de diseño. La evaluación termoeconómica de los colectores solares bajo estos parámetros de operación, permiten tener una primera aproximación de la viabilidad técnico-económica de la hibridación de la planta de referencia.

4.2.1 Primera propuesta de hibridación: Precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor.

La Fig. 24 muestra la estructura física de la primera propuesta de hibridación. En esta, la energía solar es utilizada con el fin de precalentar el agua de alimentación del generador de vapor, y reducir el consumo de combustible en la planta, mitigando las irreversibilidades generadas en el desgasificador.

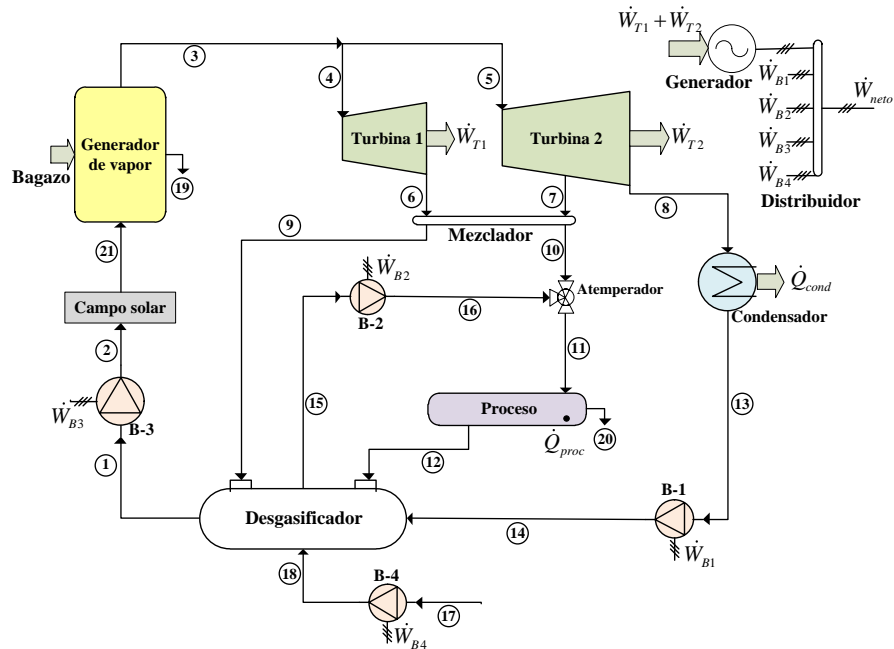


Fig. 24. Primera propuesta de hibridación: Precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor

Para el dimensionamiento de la propuesta, se establece que a través del campo de concentración solar la temperatura del agua de alimentación se eleva desde su valor inicial, 105 °C aproximadamente, hasta 180 °C, puesto que, mediante estudios previamente desarrollados, se identificó que a partir de esta temperatura el generador de vapor comienza a presentar caídas importantes en su rendimiento.

Así, se obtiene que, para satisfacer los requerimientos energéticos anteriormente planteados, se precisa un área de reflexión de 56000 m² aproximadamente. Este parámetro, con base en las configuraciones comerciales de los colectores linear Fresnel, puede ser obtenido con una disposición de cinco (5) líneas de colectores solares compuestas por 22 módulos cada una, la cual contaría un área de reflexión total de 56496 m², y requeriría un área constructiva de aproximadamente 99000 m² [70]. Esto representa una inversión, I , de 19,40 millones de dólares, equivalente a un factor de retorno de inversión, Z , de 333 USD por cada hora de operación.

La inclusión del sistema de recolección de energía solar térmica, a través de esta primera propuesta de hibridación influye sobre cada uno de los subciclos en los que se considera la operación del generador de vapor. A continuación, desde la Fig. 25 a la Fig. 29 se muestran las estructuras productivas de los subciclos afectados por la inclusión los colectores solares. El factor de retorno de la inversión, Z , considera los gastos de inversión y mantenimiento asociados a la construcción, integración y operación del campo de colectores solares linear Fresnel, y es distribuido en proporción al uso de la energía solar en cada subciclo, lo cual, a su vez, es proporcional a la ganancia exergética de los flujos másicos de vapor que circulan por cada uno de ellos.

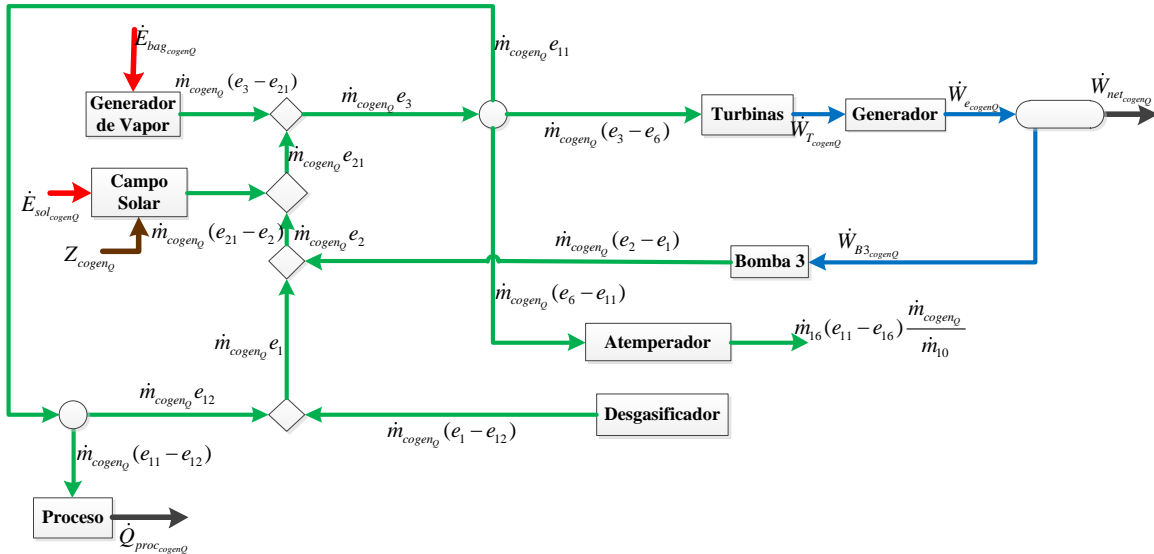


Fig. 25. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y calor de proceso – Primera propuesta de hibridación.

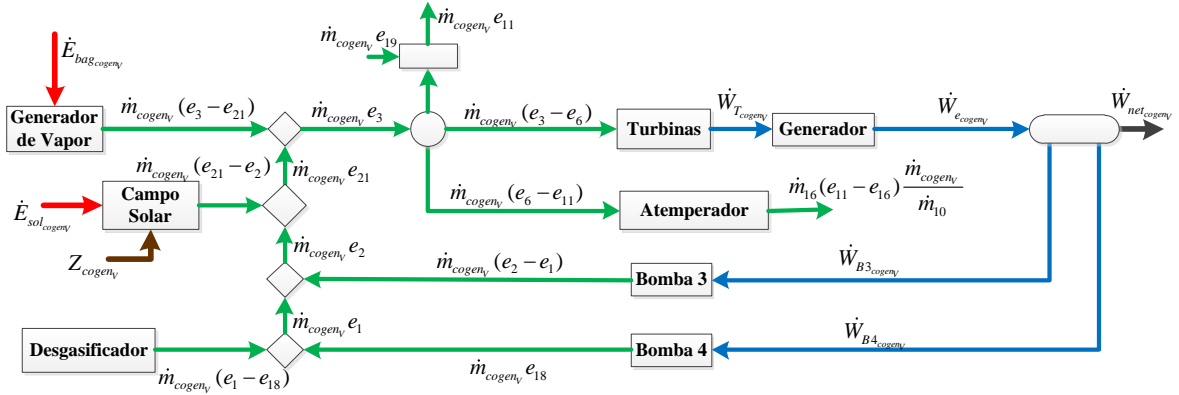


Fig. 26. Estructura productiva – Subciclo de cogeneración, con generación de potencia y vapor de proceso – Primera propuesta de hibridación.

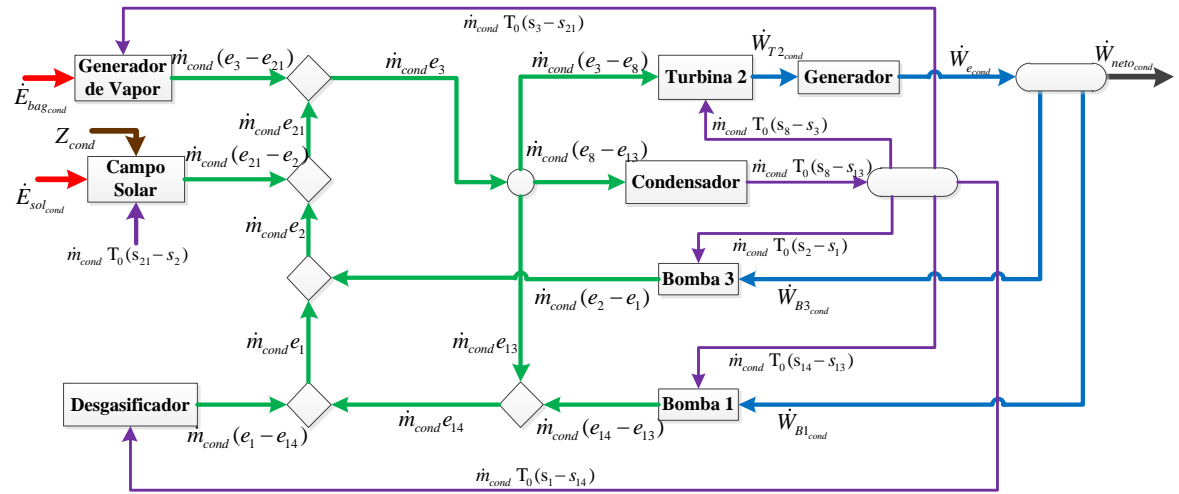


Fig. 27. Estructura productiva – Subciclo de condensación – Primera propuesta de hibridación.

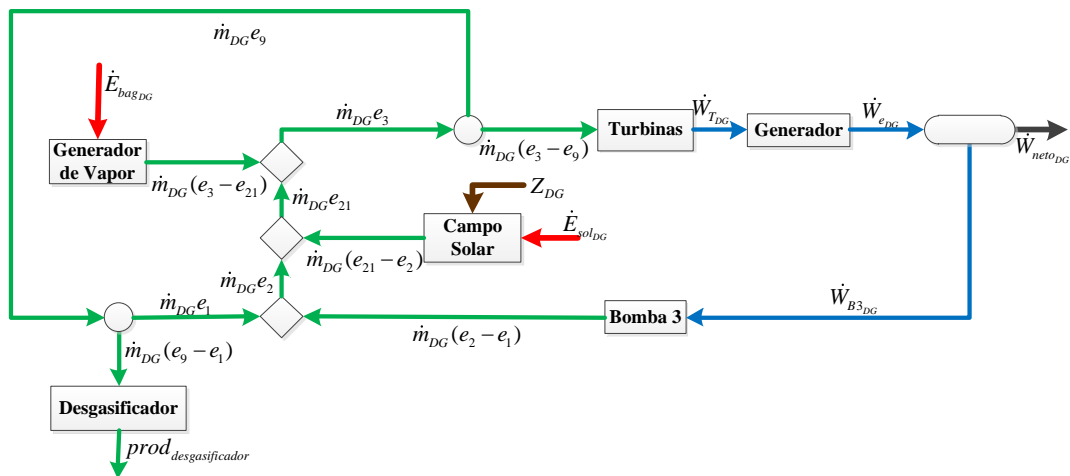


Fig. 28. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación – Primera propuesta de hibridación.

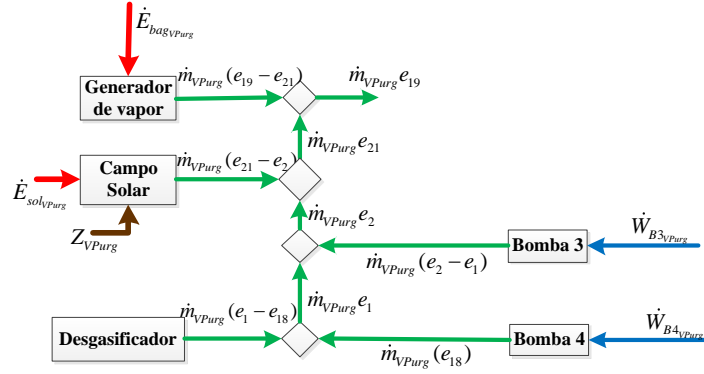


Fig. 29. Estructura productiva – Subciclo de reposición de purgas – Primera propuesta de hibridación.

Además de afectar la estructura productiva de cada uno de los subciclos donde se presenta la operación del generador de vapor, esta propuesta de hibridación influye de manera directa sobre la estructura productiva general del ciclo de cogeneración de referencia, tal como se muestra en la Fig. 30.

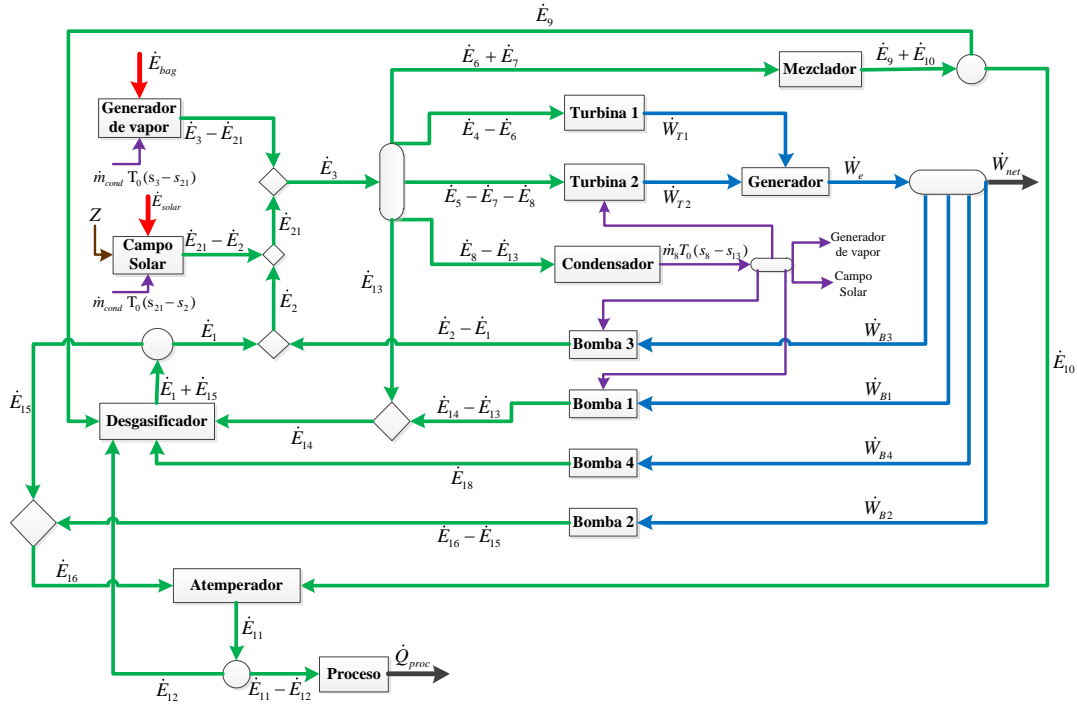


Fig. 30. Estructura productiva – Primera propuesta de hibridación.

Con la primera propuesta de hibridación se tiene que, con la inclusión del campo de colectores solares, el consumo de bagazo de la planta se reduce en un 10%, causando que el costo exergético de producción disminuya a 3,75 y que su eficiencia exergética alcance un valor de 26,62%. Esto indica que la planta requiere aproximadamente un 10% menos de exergía proveniente del bagazo de la caña para mantener las mismas tasas de producción. A pesar de esto, al considerar los costos de inversión y mantenimiento del campo de colectores solares, se identifica que los costos de producción obtenidos son:

- Generación de potencia eléctrica: 13,01 USD/MWh, incrementando un 14,02 %, respecto al ciclo de referencia;
- Consumo de calor en el proceso: 12,36 USD/MWh, incrementando un 11,65 %, respecto al ciclo de referencia;
- Consumo de vapor en producción de azúcar y alcohol: 1,99 USD/MWh, incrementando un 15,70 %, respecto al ciclo de referencia.

Se determina entonces que la inclusión del sistema de recolección de energía solar térmica presenta una mayor influencia negativa, desde un punto de vista termoeconómico, sobre la generación de vapor para la producción de azúcar y alcohol, por lo que el costo de fabricación de estos productos podría incrementarse considerablemente. En general, respecto a los resultados del ciclo de cogeneración de referencia, se tiene el costo promedio de producción aumenta en 1,58 USD por MWh, alcanzando un valor de 12,81 USD/MWh, y presentando un crecimiento del 14 %.

4.2.2 Segunda propuesta de hibridación: Generación de vapor para desgasificación.

La Fig. 31 muestra la estructura física de la segunda propuesta de hibridación. En esta, la energía solar es utilizada para generar vapor de desgasificación. El dimensionamiento del sistema de colectores se realiza considerando que, en condiciones pico de radiación y eficiencia óptica, toma el agua de alimentación de los generadores de vapor y se genera todo el vapor requerido por el desgasificador, de tal modo que, cuando no se cuente estas condiciones pico de operación, el sistema de concentración de energía solar suministre una fracción del vapor de desgasificación, y el restante sea suministrado por las extracciones de las turbinas a alta presión.

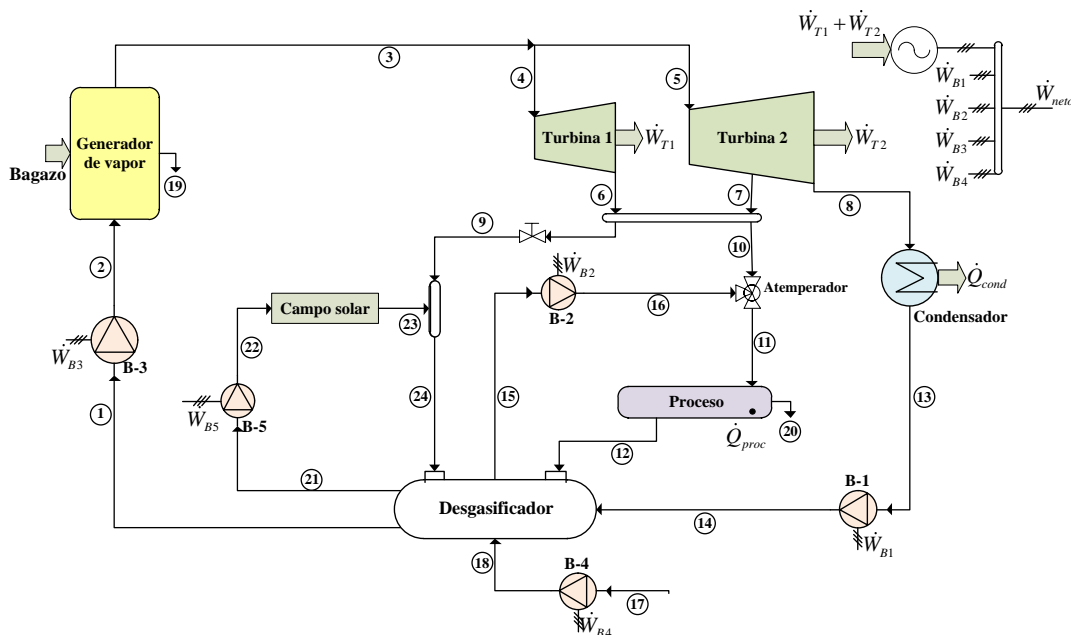


Fig. 31. Segunda propuesta de hibridación: Generación de vapor para desgasificación

Así, se obtiene que para satisfacer los requerimientos energéticos de esta propuesta se precisa un área de reflexión de 23500 m² aproximadamente. Este valor, con base en las características del sistema de colectores, puede lograrse estableciendo una disposición de dos (2) líneas de colectores solares compuestas por 23 módulos cada una, la cual representa un área de reflexión total de 23625 m², y un área constructiva de aproximadamente 38800 m². Esto indica que los costos de inversión y mantenimiento requeridos para la implementación de esta propuesta de hibridación es de 7,60 millones de USD, equivalentes a un factor de retorno de inversión 131 USD por cada hora de operación. A diferencia del caso anterior, la influencia de la segunda propuesta de hibridación sobre la estructura productiva del ciclo de cogeneración de referencia, se ve enmarcada en la aparición de un nuevo subciclo, el subciclo de desgasificación solar, cuyas estructuras físicas y productivas se presentan en la Fig. 32 y la Fig. 33 respectivamente.

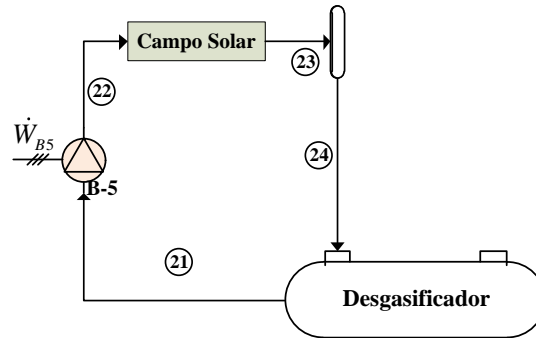


Fig. 32. Estructura física – Subciclo de desgasificación solar.

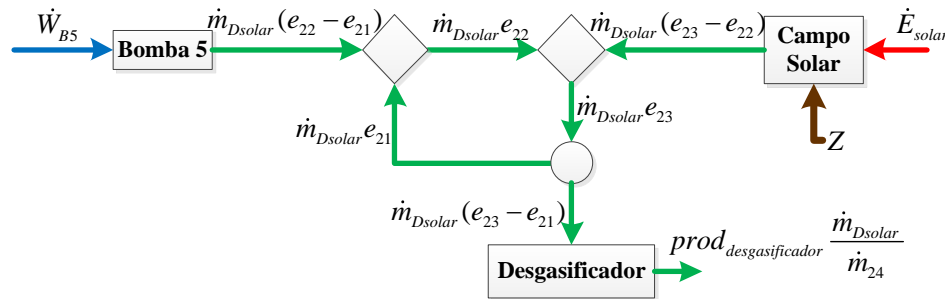


Fig. 33. Estructura productiva – Subciclo de desgasificación solar

Con la segunda propuesta de hibridación, la eficiencia exergética del ciclo alcanza un valor de 24,44 % y un costo exergético de producción de 4,09, lo cual indica que, en comparación con el ciclo de cogeneración base, la planta híbrida requiere 2% menos de exergía del bagazo para mantener las mismas tasas de producción. Así, considerando los costos de inversión y mantenimiento del campo de colectores solares, se tienen los siguientes costos de producción:

- Generación de potencia eléctrica: 14,36 USD/MWh, incrementando un 25,85 %, respecto al ciclo de referencia;
- Consumo de calor en el proceso: 11,72 USD/MWh, incrementando un 5,87 %, respecto al ciclo de referencia;

- iii. Consumo de vapor en producción de azúcar y alcohol: 2,65 USD/MWh, incrementando un 54,07 %, respecto al ciclo de referencia.

Al igual que en el caso anterior, se evidencia que la inclusión del sistema de recolección de energía solar presenta un mayor impacto sobre la generación de vapor para elaboración de azúcar y alcohol. En general, el costo promedio de producción de la planta, mediante la segunda propuesta de hibridación, se incrementa a 13,71 USD/MWh, lo cual representa un crecimiento del 22 % aproximadamente.

4.3 Comparación de resultados

La Tabla 15 y la Fig. 34 presentan los resultados del análisis termoeconómico de la planta de cogeneración de referencia y sus propuestas de hibridación, considerando la operación de los colectores solares bajo condiciones de diseño.

Tabla 15. Resultados del análisis termoeconómico

Parámetro	Planta de cogeneración	Propuesta de hibridación 1	Propuesta de hibridación 2
Eficiencia [%]	23,97	26,62	24,44
Exergía del bagazo [kW]	515145,00	463812,00	505194,00
Potencia eléctrica [kW]	82879,00	82879,00	82879,00
Costo de potencia eléctrica [USD/MWh]	11,41	13,01	14,36
Exergía calor de proceso [kW]	39621,00	39621,00	39621,00
Costo exergía calor de proceso [USD/MWh]	11,07	12,62	11,72
Calor disipado en condensación [kW]	53171,00	53171,00	60697,00
Exergía solar [kW]	0,00	47061,00	19725,00

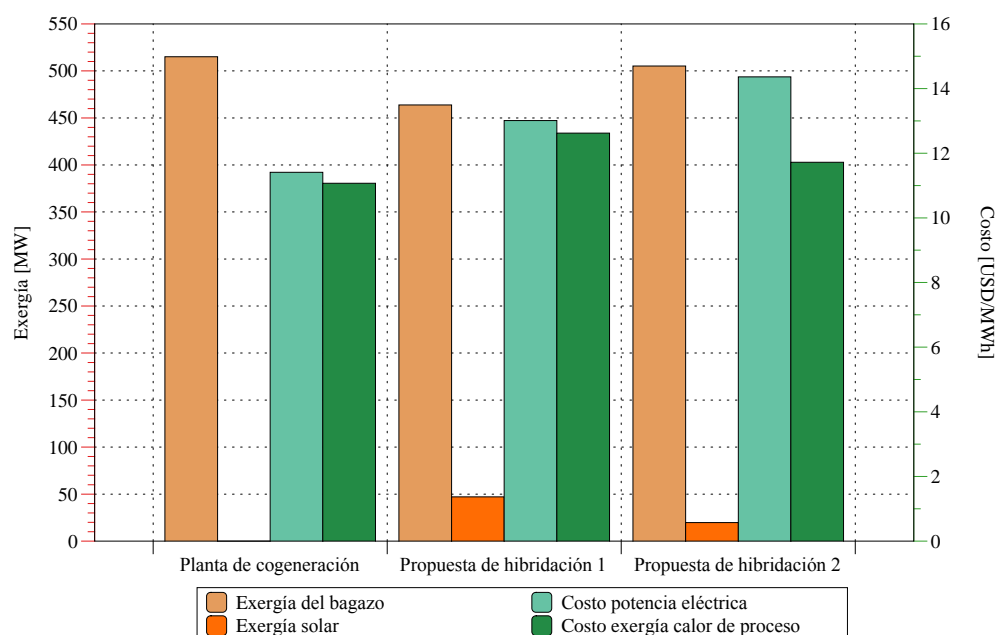


Fig. 34. Resultados del análisis termoeconómico.

Los resultados muestran que la primera propuesta de hibridación presenta un menor impacto sobre los costos de producción de la planta de cogeneración. Esto se debe a que, a pesar de que se requiere una mayor inversión, el beneficio resultante, en términos de reducción de consumo de bagazo, es 5 veces mejor que el obtenido mediante la segunda propuesta. Parte del incremento de los costos de producción de la segunda propuesta de hibridación se da debido a que, el flujo que circula a través del subciclo de condensación aumenta, causando que el calor disipado en el condensador presente un incremento del 12 %, tal como se muestra en la Tabla 15. Esto conlleva a que parte de la energía solar captada sea disipada en el proceso de condensación, y, por lo tanto, que la ganancia neta de energía sea menor a la esperada. Además, al aumentarse el flujo que circula a través del subciclo de condensación, se incrementa la potencia generada mediante este subciclo, la cual, según los resultados presentados en la sección 4.1 del presente documento, tiene los mayores costos de producción, causando que los costos promedios de generación de potencia eléctrica incrementen sustancialmente.

Además de lo anterior, se identifica que ambas propuestas de hibridación generan un incremento sustancial en los costos de producción de la planta, haciendo que su implementación no sea económicamente viable. Otros análisis termoeconómicos, tales como los realizados por Burin *et al.* [11] y Saghafifar *et al.* [24], los cuales fueron llevados a cabo mediante metodologías diferentes a la desarrollada en este documento, concluyeron que la inclusión de sistemas de recolección de energía solar térmica en ciclos existentes no es económicamente viable.

Con base en los resultados, se identifica que, a pesar de ser una tecnología de bajo costo, el uso de concentradores solares lineal Fresnel aún demanda altos gastos de inversión, lo cual hace que su implementación no sea competitiva en el mercado energético de Latinoamérica. Por lo tanto, se propone analizar las dos propuestas de hibridación no abordadas en el presente trabajo, puesto que, al tratarse de alternativas de baja demanda energética, resulta posible emplear tecnologías de recolección de energía solar de baja temperatura, las cuales requieren menores costos de inversión y podrían derivar en mejoras termoeconómicas para la planta de referencia.

Por otro lado, se propone implementar la metodología abordada en el presente trabajo para analizar alternativas de hibridación en la industria azucarera de Colombia, puesto que en el país se presenta cosecha de caña durante todo el año, lo cual extendería el tiempo de operación de los colectores solares, reduciría considerablemente el factor de retorno de la inversión, Z , y posibilitaría la obtención de un mejor impacto económico. Para ello, se recomienda consultar con diferentes proveedores los costos comerciales de inversión asociados a la implementación de diferentes tecnologías de recolección de energía solar térmica en el país.

5 CONCLUSIONES

La planta de cogeneración de referencia opera durante aproximadamente 251 días a lo largo del año, entre los meses de abril y diciembre, periodo que corresponde al tiempo de cosecha de la caña de azúcar en la región donde se encuentra localizada la planta. Por esto, se propone integrar un sistema de colectores solares que permitan reducir el consumo de combustible, almacenar el bagazo excedente y extender la operación de la planta a lo largo del año.

El análisis termoeconómico de la planta de cogeneración fue realizado a través del modelado de la estructura física de la planta, construcción del modelo *Fuel – Product* de cada componente del sistema, definición de la estructura productiva y construcción del modelo termoeconómico del ciclo de cogeneración de referencia.

A partir de los modelos *Fuel – Product* y de la estructura productiva se implementó una metodología de desagregación de la operación de la planta en subciclos, identificándose cuatro principales y tres secundarios, donde cada uno representa una función específica dentro de la producción global del sistema.

El análisis termoeconómico a través de la desagregación del ciclo de cogeneración en subciclos, reveló que el desgasificador presenta una de las eficiencias más bajas de toda la planta, y que, por lo tanto, este dispositivo es causante de un incremento considerable en los costos de producción. En consecuencia, la integración de la energía solar térmica debe relacionarse con la operación del desgasificador, de tal forma que sea posible obtener un mayor impacto económico-energético sobre el sistema.

Los resultados del análisis termoeconómico muestran que la planta presenta una eficiencia exergética del 24 %, y que los productos presentaron un costo promedio de 11,23 USD/MWh en base exergética. Este costo está repartido como sigue: energía eléctrica 11,41 USD/MWh, calor de proceso 11,07 USD/MWh, y vapor de proceso 1,72 USD/MWh.

Se identificaron cuatro alternativas de integración de energía solar térmica: i) precalentamiento del agua de alimentación del generador de vapor, ii) generación de vapor para desgasificación, iii) calentamiento del agua de condensado, y iv) calentamiento del agua de reposición. En el presente trabajo se evaluaron las dos primeras alternativas, a través de la implementación de concentradores solares tipo linear Fresnel.

El campo de concentradores solares de cada propuesta fue dimensionado, obteniéndose que la primera propuesta de integración requiere un área constructiva de 99000 m², mientras que la segunda requiere 38800 m².

Los resultados muestran que, para la implementación de la primera propuesta de hibridación, se requiere una inversión de 333 USD/hora, causando que la eficiencia exergética del ciclo aumente al 26,62% y que los costos de producción promedio incrementen en un 14 %, alcanzando un valor de 12,81 USD/MWh.

Los resultados muestran que, para la implementación de la segunda propuesta de hibridación, se requiere una inversión de 131 USD/hora, causando que la eficiencia exergetica del ciclo aumente al 24,44% y que los costos de producción promedio incrementen en un 22 %, alcanzando un valor de 13,71 USD/MWh.

A partir de los resultados del análisis termoeconómico se identifica que las dos propuestas de hibridación evaluadas generan un incremento sustancial en los costos de producción de la planta, haciendo que su implementación sea económicamente inviable.

Como trabajo futuro se propone el análisis de las dos propuestas de hibridación no abordadas en el presente documento, puesto que, al no tener requerimientos energéticos tan grandes, se posibilita la implementación de tecnologías de recolección de energía solar térmica de baja temperatura, las cuales presentan un menor costo comercial y podrían obtenerse mejoras termoeconómicas de la planta de referencia.

Como trabajo futuro también se propone la implementación del análisis termoeconómico por desagregación en la industria azucarera de Colombia, puesto que esta presenta cosecha de caña durante todo el año, lo cual ampliaría tiempo de operación de las tecnologías de recolección de energía solar, reduciría considerablemente el factor de retorno de la inversión, Z, y podría obtenerse un mejor impacto desde un punto de vista termoeconómico.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Kalogirou S a. Solar thermal collectors and applications. vol. 30. 2004. doi:10.1016/j.pecs.2004.02.001.
- [2] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Key World Energy Statistics 2016. <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2016.pdf>.
- [3] Siva Reddy V, Kaushik SC, Tyagi SK. Exergetic analysis of solar concentrator aided natural gas fired combined cycle power plant. *Renew Energy* 2012;39:114–25. doi:10.1016/j.renene.2011.07.031.
- [4] Reddy VS, Kaushik SC, Tyagi SK. Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic trough concentrating solar thermal power plant (PTCSTPP). *Energy* 2012;39:258–73. doi:10.1016/j.energy.2012.01.023.
- [5] Desideri U, Zepparelli F, Morettini V, Garroni E. Comparative analysis of concentrating solar power and photovoltaic technologies: Technical and environmental evaluations. *Appl Energy* 2013;102:765–84. doi:10.1016/j.apenergy.2012.08.033.
- [6] Cardemil J, Colle S. A base de dados SWERA como suporte para análises técnico-económicas de plantas termo-solares. III Congr Bras Energ Sol 2010.
- [7] Tian Y, Zhao CY. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Appl Energy* 2013;104:538–53. doi:10.1016/j.apenergy.2012.11.051.
- [8] International Energy Agency. Statistics - Share of electricity generation by fuel 2018. <https://www.iea.org/statistics/> (accessed August 15, 2018).
- [9] UPME. Informe Mensual De Variables De Generación Y Del Mercado Eléctrico Colombiano – Marzo de 2015. 2015.
- [10] Food and Agriculture Organization of the United Nations - FAO. FAOSTAT 2018. <http://www.fao.org/> (accessed August 17, 2018).
- [11] Burin EK, Buranello L, Giudice P Lo, Vogel T, Görner K, Bazzo E. Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater heating scheme. *Appl Energy* 2015;154:232–41. doi:10.1016/j.apenergy.2015.04.100.
- [12] Peterseim JH, White S, Tadros A, Hellwig U. Concentrating solar power hybrid plants – Enabling cost effective synergies. *Renew Energy* 2014;67:178–85. doi:10.1016/j.renene.2013.11.037.
- [13] Hou H, Yang Y, Hu E, Song J, Dong C, Mao J. Evaluation of solar aided biomass power generation systems with parabolic trough field. *Sci China Technol Sci*

2011;54:1455–61. doi:10.1007/s11431-011-4366-4.

- [14] Tsatsaronis G, Czesla F. Exergy balance and exergetic efficiency. In: Frangopoulos C, editor. *Exergy, Energy Syst. Anal. Optim.*, Oxford: Eolss; 2009, p. 60–77.
- [15] Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M, Amidpour M. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle. *Energy* 2012;47:271–83. doi:10.1016/j.energy.2012.09.002.
- [16] Hou H, Wu J, Yang Y, Hu E, Chen S. Performance of a solar aided power plant in fuel saving mode. *Appl Energy* 2015. doi:10.1016/j.apenergy.2015.01.092.
- [17] International Energy Agency. *Key World Energy Statistics*. Paris: 2015.
- [18] Bolatturk A, Coskun A, Geredelioglu C. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Çayırhan thermal power plant. *Energy Convers Manag* 2015;101:371–8. doi:10.1016/j.enconman.2015.05.072.
- [19] Hu E, Yang Y, Nishimura A, Yilmaz F, Kouzani A. Solar thermal aided power generation. *Appl Energy* 2010;87:2881–5. doi:10.1016/j.apenergy.2009.10.025.
- [20] Zhou L, Li Y, Hu E, Qin J, Yang Y. Comparison in net solar efficiency between the use of concentrating and non-concentrating solar collectors in solar aided power generation systems. *Appl Therm Eng* 2015;75:685–91. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.09.063.
- [21] Cavalcanti EJC, Motta HP. Exergoeconomic analysis of a solar-powered/fuel assisted Rankine cycle for power generation. *Energy* 2015;88:555–62. doi:10.1016/j.energy.2015.05.081.
- [22] Barlev D, Vidu R, Stroeve P. Innovation in concentrated solar power. *Sol Energy Mater Sol Cells* 2011;95:2703–25. doi:10.1016/j.solmat.2011.05.020.
- [23] Reddy KS, Kumar KR. Solar collector field design and viability analysis of stand-alone parabolic trough power plants for Indian conditions. *Energy Sustain Dev* 2012;16:456–70. doi:10.1016/j.esd.2012.09.003.
- [24] Saghaififar M, Gadalla M. Thermo-economic analysis of conventional combined cycle hybridization: United Arab Emirates case study. *Energy Convers Manag* 2016;111:358–74. doi:10.1016/j.enconman.2015.12.016.
- [25] Hong-juan H, Zhen-yue Y, Yong-ping Y, Si C, Na L, Junjie W. Performance evaluation of solar aided feedwater heating of coal-fired power generation (SAFHCPG) system under different operating conditions. *Appl Energy* 2013;112:710–8. doi:10.1016/j.apenergy.2013.05.062.
- [26] Lozano MA. *Aplicaciones termoeconómicas del método exergético*. Zaragoza: 1997.

- [27] Lozano MA, Serra LM, Mancini C, Verda V. Exergy and thermoeconomic analysis of a solar air heating plant. ASME, Copenhagen: 2014, p. 1–13.
- [28] Aljundi IH. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Appl Therm Eng* 2009;29:324–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029.
- [29] Saidur R, BoroumandJazi G, Mekhlif S, Jameel M. Exergy analysis of solar energy applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:350–6. doi:10.1016/j.rser.2011.07.162.
- [30] Suresh MVJJ, Reddy KS, Kolar AK. 4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants. *Energy Sustain Dev* 2010;14:267–79. doi:10.1016/j.esd.2010.09.002.
- [31] Peng S, Wang Z, Hong H, Xu D, Jin H. Exergy evaluation of a typical 330MW solar-hybrid coal-fired power plant in China. *Energy Convers Manag* 2014;85:848–55. doi:10.1016/j.enconman.2013.12.073.
- [32] Peterseim JH, Hellwig U, Tadros A, White S. Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities. *Sol Energy* 2014;99:203–14. doi:10.1016/j.solener.2013.10.041.
- [33] Hamed O, Alwashmi H, Alotaibi H. Thermoeconomic analysis of a power/water cogeneration plant. *Energy* 2006;31:2699–709. doi:10.1016/j.energy.2005.12.011.
- [34] Zhang C, Chen S, Zheng C, Lou X. Thermoeconomic diagnosis of a coal fired power plant. *Energy Convers Manag* 2007;48:405–19. doi:10.1016/j.enconman.2006.07.001.
- [35] Mert MS, Dilmaç ÖF, Özkan S, Karaca F, Bolat E. Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory. *Energy* 2012;46:78–84. doi:10.1016/j.energy.2012.03.046.
- [36] Xiong J, Zhao H, Zhang C, Zheng C, Luh PB. Thermoeconomic operation optimization of a coal-fired power plant. *Energy* 2012;42:486–96. doi:10.1016/j.energy.2012.03.020.
- [37] Shokati N, Ranjbar F, Yari M. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renew Energy* 2015;83:527–42. doi:10.1016/j.renene.2015.04.069.
- [38] Zhang C, Wang Y, Zheng C, Lou X. Exergy cost analysis of a coal fired power plant based on structural theory of thermoeconomics. *Energy Convers Manag* 2006;47:817–43. doi:10.1016/j.enconman.2005.06.014.
- [39] Lozano MA, Valero A. Theory of the exergetic cost. *Energy* 1993;18:939–54. doi:10.1016/0360-5442(93)90006-Y.

- [40] The Babcock & Wilcox Company. Steam its generation and use. 41st ed. Barberton: 2005. doi:10.1007/978-1-4614-4310-0.
- [41] Payne JH. Cogeneration in the cane sugar industry. Elsevier; 1991.
- [42] Duffie JA, Beckman WA. Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd ed. Wiley-Interscience; 1991.
- [43] Sukhatme SP, Nayak JK. Solar Energy - Principles of Thermal Collection and Storage. 3rd ed. McGraw-Hill; 2008.
- [44] Tsatsaronis G, Cziarla F. Thermoeconomics. *Encycl Phys Sci Technol* 2003;659–80. doi:10.1016/B0-12-227410-5/00944-3.
- [45] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal desing and optimization. New York, NY: John Wiley & Sons; 1996.
- [46] Lazzaretto A, Tsatsaronis G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy* 2006;31:1257–89. doi:10.1016/j.energy.2005.03.011.
- [47] Lozano MA, Valero A. Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems. *ASME* 1993;30:311–20.
- [48] González A, Sala JM, Flores I, López LM. Application of thermoeconomics to the allocation of environmental loads in the life cycle assessment of cogeneration plants. *Energy* 2003;28:557–74. doi:10.1016/S0360-5442(02)00156-1.
- [49] Tsatsaronis G, Winhold M. Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants-I. A new general methodology. *Energy* 1985;10:69–80. doi:10.1016/0360-5442(85)90020-9.
- [50] Lozano MA, Bartolomé JL, Valero A, Reini M. Thermoeconomic diagnosis of energy systems. *Flowers' 94*, Florence, Italy: 1994, p. 149–56.
- [51] Reini M, Tacconi R. Improving the Energy Diagnosis of Steam Power Plants Using the Lost Work Impact Formula. *Int J Thermodyn* 2002;5:189–202. doi:10.5541/IJOT.1034000101.
- [52] Verda V, Borchiellini R. Exergy method for the diagnosis of energy systems using measured data. *Energy* 2007;32:490–8. doi:10.1016/j.energy.2006.07.038.
- [53] El-Sayed YM. The thermoeconomics of energy conversions. Elsevier; 2003.
- [54] Frangopoulos C. Thermo-economic functional analysis and optimization. *Energy* 1987;12:563–71. doi:10.1016/0360-5442(87)90097-1.
- [55] von Spakovsky MR, Evans RB. The Design and Performance Optimization of Thermal System Components. *J Energy Resour Technol* 1989;111:231.

doi:10.1115/1.3231429.

- [56] Lozano MA, Valero A, Serra L. Local optimization of energy systems. Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst. Div. AES, vol. 36, 1996, p. 241–50.
- [57] El-Sayed YM. Thermodynamics and Thermoeconomics. Int J Thermodyn 1999;2:5–18. doi:10.5541/IJOT.1034000010.
- [58] GAGGIOLI RA. Second Law Analysis for Process and Energy Engineering, 1983, p. 3–50. doi:10.1021/bk-1983-0235.ch001.
- [59] Abusoglu A, Kanoglu M. Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review. Renew Sustain Energy Rev 2009;13:2295–308. doi:10.1016/j.rser.2009.05.004.
- [60] Sansaniwal SK, Sharma V, Mathur J. Energy and exergy analyses of various typical solar energy applications: A comprehensive review. Renew Sustain Energy Rev 2018;82:1576–601. doi:10.1016/j.rser.2017.07.003.
- [61] Szargut J, Morris D, Steward F. Exergy Analysis of Thermal, Chemical, And Metallurgical Processes. New York, NY: Hemisphere Publishing; 1988.
- [62] Xiong J, Zhao H, Zheng C. Thermoeconomic cost analysis of a 600MWe oxy-combustion pulverized-coal-fired power plant. Int J Greenh Gas Control 2012;9:469–83. doi:10.1016/j.ijggc.2012.05.012.
- [63] Li H, Chen J, Sheng D, Li W. The improved distribution method of negentropy and performance evaluation of CCPPs based on the structure theory of thermoeconomics. Appl Therm Eng 2016;96:64–75. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.052.
- [64] Zhai R, Liu H, Li C, Zhao M, Yang Y. Analysis of a solar-aided coal-fired power generation system based on thermo-economic structural theory. Energy 2016;102:375–87. doi:10.1016/j.energy.2016.02.086.
- [65] CanaOnline. Com preço em alta, aumenta ritmo de geração nas usinas de biomassa 2014.
- [66] Rocha G. Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica de uma Usina Sucroalcooleira com Processo de Extração por Difusão. Universidade Estadual Paulista, 2010.
- [67] Moura I. Análise de uma usina sucroalcooleira alimentada por uma mistura de biomassas. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.
- [68] Sait HH, Martinez-Val JM, Abbas R, Munoz-Anton J. Fresnel-based modular solar fields for performance/cost optimization in solar thermal power plants: A comparison with parabolic trough collectors. Appl Energy 2015;141:175–89. doi:10.1016/j.apenergy.2014.11.074.

- [69] Nixon JD, Davies PA. Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors. *Sol Energy* 2012;86:147–56. doi:10.1016/j.solener.2011.09.024.
- [70] NOVATEC-SOLAR. NOVA-1 2009.
- [71] López JC, Restrepo Á, Bazzo E. Exergy Analysis of the Annual Operation of a Sugarcane Cogeneration Power Plant Assisted by Linear Fresnel Solar Collectors. *J Sol Energy Eng Trans ASME* 2018. doi:10.1115/1.4040534.
- [72] Petela R. Exergy of Heat Radiation. *J Heat Transfer* 1964;86:187. doi:10.1115/1.3687092.
- [73] Dersch J, Morin G, Eck M, Häberle A, Platzer W. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector Systems - Influence of Linear Fresnel Collector Design Variations on Break Even Cost. 15th Int. SolarPACES Symp., 2009.
- [74] Morin G, Dersch J, Platzer W, Eck M, Häberle A. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. *Sol Energy* 2012;86:1–12. doi:10.1016/j.solener.2011.06.020.

APÉNDICE 1

Tabla 16. Propiedades termodinámicas del ciclo de cogeneración de referencia.

Estado	\dot{m} [kg/s]	Presión [kPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	\dot{E} [kW]
1	112,20	220,00	110,00	461,50	1,42	4829,00
2	112,20	6674,00	110,90	470,00	1,43	5632,00
3	111,10	6674,00	520,00	3463,00	6,89	157144,00
4	74,43	6674,00	520,00	3463,00	6,89	105271,00
5	36,67	6674,00	520,00	3463,00	6,89	51873,00
6	74,43	250,00	153,30	2772,00	7,19	47177,00
7	12,00	250,00	153,30	2772,00	7,19	7607,00
8	24,67	9,60	45,00	2347,00	7,42	3412,00
9	5,64	250,00	153,30	2772,00	7,19	3573,00
10	80,79	250,00	153,30	2772,00	7,19	51211,00
11	82,78	250,00	127,40	2717,00	7,05	51192,00
12	70,37	250,00	105,00	440,40	1,36	2708,00
13	24,67	9,60	45,00	188,40	0,64	64,00
14	24,67	500,00	45,05	189,10	0,64	76,41
15	2,00	220,00	110,00	461,50	1,42	85,85
16	2,00	250,00	110,00	461,50	1,42	85,91
17	13,54	100,00	25,00	104,90	0,37	0,00
18	13,54	700,00	25,05	105,70	0,37	8,15
19	1,12	6674,00	282,60	1250,00	3,09	373,70
20	12,42	250,00	127,40	535,30	1,61	753,90